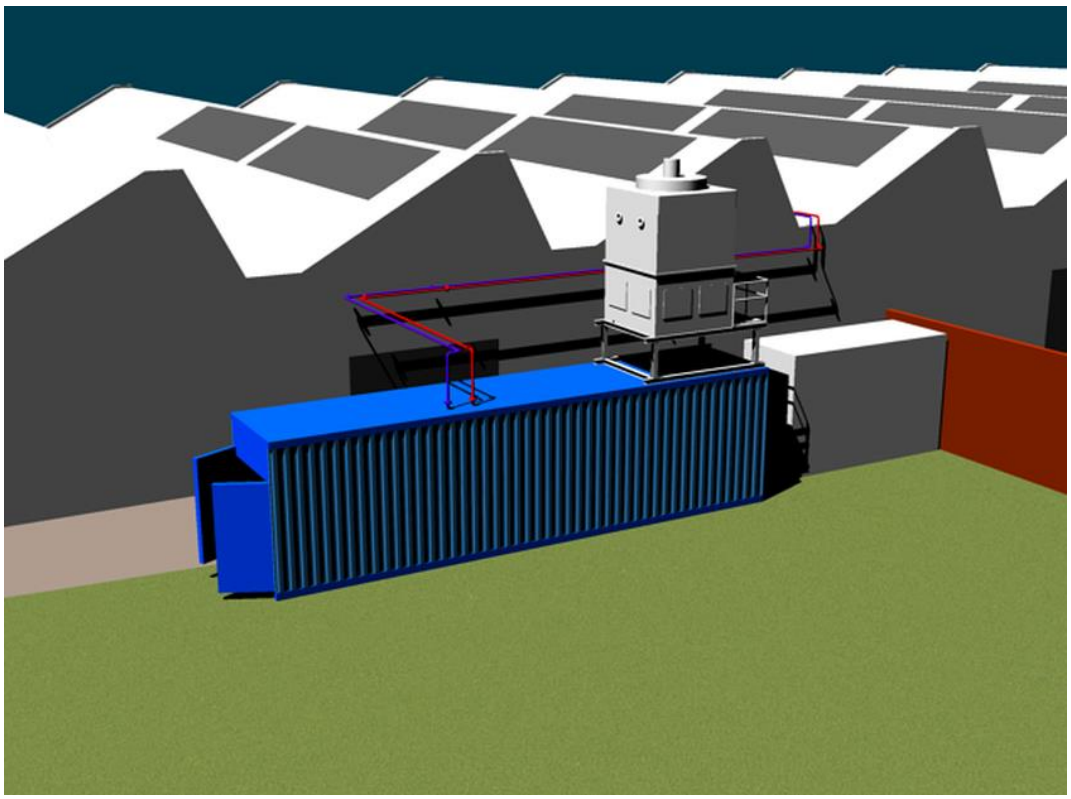
Abschlussbericht zum Projekt

PROZESSDAMPF- UND KÄLTEERZEUGUNG MIT SOLAR-KOLLEKTOREN, DAMPFSTRAHLKÄLTEMASCHINE UND LATENTEN WÄRMESPEICHERN

Kurztitel: ProSolarDSKM



Oberhausen, 28. November 2016

Abschlussbericht zum Projekt

PROZESSDAMPF- UND KÄLTEERZEUGUNG MIT SOLAR-KOLLEKTOREN, DAMPFSTRAHLKÄLTEMASCHINE UND LATENTEN WÄRMESPEICHERN

Vorgelegt von: **Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT**
Osterfelder Straße 3
46047 Oberhausen

Beteiligte Unternehmen und Personen:

Name	Telefon	E-Mail
Fraunhofer UMSICHT		
Dr.-Ing. Michael Joemann*	0208-8598-1436	michael.joemann@umsicht.fraunhofer.de
Dr.-Ing. Clemens Pollerberg**	0208-8598-1418	clemens.pollerberg@umsicht.fraunhofer.de
Hochschule Karlsruhe		
Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Kauffeld	0721-925-1843	michael.kauffeld@hs-karlsruhe.de
Dipl.-Ing. Tunay Oezcan	0721-925-1828	tunay.oezcan@hs-karlsruhe.de
Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG		
Dipl.-Ing. (FH), M.Sc. Irmgard Bauer	7202-922-191	i.bauer@ritter-gruppe.com
GEA Wiegand GmbH		
Dr.-Ing. Harald Grave	0721-955-6112	harald.grave@gea.com
Dipl.-Ing. Thilo Dietzmann	07243-705-367	thilo.dietzmann@gea.com

**Ansprechpartner* ***Projektleitung*

© Fraunhofer UMSICHT

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung BMBF aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 01RI0908A-D gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Gefördert durch:

Danksagung

An dieser Stelle sei dem Bundesministerium für Bildung und Forschung BMBF für die Bereitstellung der Projektmittel zur Erforschung und Entwicklung von Latentwärmespeichern sowie der solarthermischen Prozessdampf- und Kaltwassererzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren und Dampfstrahlkältemaschine gedankt.

Oberhausen, 2016

die Autoren

© Fraunhofer UMSICHT

Inhaltsverzeichnis

1	**Einleitung**	**1**
1.1	Motivation	1
1.2	Kurzbeschreibung	1
1.3	Teilziele der Projektpartner	3
1.4	Zeitplan und Projektverlauf	5
2	**Stand des Wissens und der Technik**	**8**
2.1	Dampfstrahlkältemaschinen (UMSICHT, GEA)	8
2.2	Solarthermische Prozessdampferzeugung (UMSICHT, Ritter)	9
2.3	Latentwärme- und Latentkältespeicher (HsK, UMSICHT)	12
3	**Beschreibung der Demonstrationsanlage**	**20**
3.1	Standort und Gesamtanlage (Projektkonsortium)	20
3.1.1	Beschreibung des Aufstellungsortes	20
3.1.2	Kühllastberechnung des Gebäudes LB	24
3.1.3	Sicherheitstechnische Aspekte	26
3.2	Baugruppen und hydraulische Verschaltung (UMSICHT & Projektkonsortium)	27
3.3	Solarfeld, Dampferzeugung und Latentwärmespeicher (Ritter, HsK)	31
3.4	Dampfstrahlkältemaschine (GEA, UMSICHT)	41
3.5	Latentkältespeicher (UMSICHT)	44
3.6	Steuer- und Regelungskonzept (UMSICHT & Projektkonsortium)	47
3.6.1	Allgemeines	47
3.6.2	Dampferzeugung	48
3.6.3	DSKM	54
3.6.4	Kaltwassertrasse und Kälteabnahme	57
3.6.5	Externer Kühlkreislauf	59
4	**Technologieauswahl und Vorabbewertung**	**62**
4.1	Auswahl der Kältemaschine (UMSICHT, GEA)	62
4.2	Auswahl des Betriebskonzepts zur Dampferzeugung (Ritter)	66
4.3	Auswahl des Rückkühlwerks (UMSICHT)	66
5	**Vorversuche zur Erprobung der Technologien**	**76**
5.1	Vorversuche zur direkten Dampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren (Ritter)	76
5.1.1	Versuchsaufbau und Ziele	76
5.1.2	Versuchsergebnisse der direkten Dampferzeugung	80
5.2	Vorversuche zur Entwicklung des Latentwärmespeichers (HsK)	83

© Fraunhofer UMSICHT

5.3	Vorversuche für die Planung und Konzeptfindung der DSKM (UMSICHT, GEA)	107
5.3.1	Versuchsanlage für die Vorversuche	107
5.3.2	Einsatz von PCS als Kälteträger mit direkter Durchströmung der Verdampfer	109
5.3.3	Test von Vakuumpumpen zur Evakuierung der Anlage	111
6	**Auswertung des Demonstrationsbetriebs**	**117**
6.1	Dampf- und Kälteerzeugung (Projektkonsortium)	117
6.1.1	Demonstrationsbetrieb am 01.07.2015	117
6.1.2	Wärmeverhältnis der DSKM bei verschiedenen Betriebsbedingungen	124
6.1.3	Elektrische Leistungsaufnahme der Anlage	126
6.1.4	Betriebsmodus „Freie Kühlung“	127
6.2	Latentwärmespeicher (HsK)	128
6.3	Latentkältespeicher (UMSICHT)	135
7	**Bewertung der Technologien zum solarthermischen Kühlen**	**143**
7.1	Jahresertragsrechnung (UMSICHT)	143
7.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung (UMSICHT)	155
7.3	CO_2-Einsparungen (UMSICHT)	159
8	**Zusammenfassung**	**161**
9	**Quellenverzeichnis**	**164**
10	**Tabellenverzeichnis**	**171**
11	**Abbildungsverzeichnis**	**173**
12	**Anhang**	**178**
12.1	Quellcode zu Kapitel 6.3	178
12.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	179
12.3	Veröffentlichungen und Preise	180
12.4	Abschlussbericht Ritter	182

© Fraunhofer UMSICHT

1 Einleitung

1.1 Motivation

Im Jahr 2005 betrug der Endenergieverbrauch der Bundesrepublik Deutschland 9.173 PJ. Von dieser Energiemenge wurden knapp 27 % in der Industrie für die Produktion verwendet. Steigende Energiekosten und die Vorgabe Kohlendioxid-Emissionen zu senken machen eine Steigerung der Energieeffizienz im produzierenden Gewerbe notwendig, um die Wettbewerbsfähigkeit der Unternehmen zu erhalten und die Umwelt zu schonen.

Eine Alternative die Energieproduktivität zu erhöhen stellt die Substitution konventioneller Energiequellen durch regenerative Energiequellen dar. Eine der wichtigsten regenerativen Energiequellen ist dabei die Sonne. Mit Solarenergie wird bereits heute Wärme im Temperaturbereich bis 100 °C bereitgestellt. Für den Temperaturbereich über 100 °C werden derzeit verschiedene Systeme und Solarkollektoren entwickelt und erprobt. Darüber hinaus lässt sich Solarenergie auch zur Kälteerzeugung einsetzen. Dabei hängen die solare Einstrahlung und der Kältebedarf kausal zusammen. Ein weiterer Vorteil der solaren Kälteerzeugung ist die Entlastung von Stromnetzen und die Vermeidung von Lastspitzen. Das zeitgleiche Zuschalten von elektrisch angetriebenen Kältemaschinen gefährdete bereits in der Vergangenheit die Versorgungssicherheit von Stromnetzen.

1.2 Kurzbeschreibung

Gegenstand des hier vorgestellten Projekts ist der Bau einer Demonstrationsanlage zur solarthermischen Prozessdampf- und Kaltwassererzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren (VRK), Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) und latenten Wärmespeichern sowie die Untersuchung ihres Betriebsverhaltens. Bislang wurden solarthermisch angetriebene DSKMs nur theoretisch oder mit kleinen Versuchsanlagen untersucht.

Im Rahmen des Projekts werden mehrere Entwicklungsschritte umgesetzt. Zunächst wird die solare Prozessdampferzeugung in Vorversuchen untersucht und Komponenten wie der Latentwärme- und Latentkältespeicher eigens für die Anlage entwickelt. Anschließend wird eine Demonstrationsanlage errichtet. Mit der Demonstrationsanlage werden die direkte Dampferzeugung mit VRK sowie die Dampfstrahlkälteanlage als offener Prozess – ohne hydraulische Trennung zwischen Solarfeld, DSKM und Kaltwassertrasse – in Kombination mit einem Latentwärme- und Latentkältespeicher erstmalig umgesetzt. Es wird ein Konzept zur Regelung der solarthermischen Großanlage zur direkten Dampferzeugung im Zusammenspiel mit dem Dampfstrahlkälteprozesses entwickelt und im Demonstrationsbetrieb an der Hochschule Karlsruhe getestet. Mit Hilfe der Anlage ist es möglich das Betriebsverhalten des Solarfeldes und der Dampfstrahl-

© Fraunhofer UMSICHT

kältemaschine sowie deren Wechselbeziehung durch die offene Bauweise in verschiedenen Betriebszuständen zu untersuchen.

Die geplante DSKM wird speziell für den Betrieb mit VRK optimiert. In diesem Zusammenhang sind die erzielbaren Dampfparameter des Prozessdampfs (Druck, Temperatur und Feuchte) für das Anlagenkonzept und die Auslegung der DSKM entscheidend. Da die Solareinstrahlung nicht konstant ist, kann auch nicht mit konstanten Dampfparametern gerechnet werden. Das Anlagenkonzept muss dementsprechend auf wechselnde Betriebsparameter reagieren können.

Üblicherweise werden in Solaranlagen spezielle Wärmeträgermedien eingesetzt, die Frostsicherheit im Winter gewähren. Die hier speziell eingesetzten VRK werden direkt mit Wasser betrieben, so dass eine hydraulische Trennung zwischen DSKM und Solarkollektorfeld entfällt und das Gesamtsystem technisch einfacher und effizienter wird.

Die Demonstrationsanlage ist in einen Dampf- und in einem Kälteprozess unterteilt. Der Dampfprozess besteht aus einem 360 m² großem Solarfeld und, einer Dampftrommel, einem Latentwärmespeicher sowie einer Druckhaltestation. Als Kollektorsystem werden die neu entwickelten AQUA PLASMA Kollektoren der Firma Ritter eingesetzt, die über eine neuartige Plasmabeschichtung verfügen. Das Solarfeld wird im Sommer zur Bereitstellung von Treibdampf für die DSKM genutzt und erreicht eine Nennleistung von ca. 200 kW_{th}. Im Winter unterstützt das Solarfeld die Heizungsanlage der Hochschule. Die Dampftrommel dient als Heißdampfkühler und als Tropfenabscheider. Die in der Demonstrationsanlage verwendeten Latentwärmespeichermodule bestehen aus Behältern, die mit Aluminium-Lamellenwärmeübertragern bestückt sind. Die Hohlräume sind mit 500 kg Polyethylen (PE) in Pulverform, welches als Phasenwechselmaterial (PCM) fungiert, verfüllt. Durch die Verwendung von Lamellenwärmeübertragern kann eine hohe Be- und Entladeleistung erreicht werden. Das verwendete PE-8110 besitzt eine Schmelztemperatur von 125 – 135 °C und eine Erstarrungstemperatur von 120 – 130 °C. Die Schmelzenthalpie beträgt 192 kJ/kg.

Die 2-stufige Dampfstrahkältemaschine besteht aus zwei Strahlverdichtern, zwei Verdampfern und zwei Mischkondensatoren. Die Strahlverdichter sind für den Nenn-Treibdampfdruck von 1,95 bar (abs), einen Verdampferdruck von 0,0112 bar (abs) der Stufe 1 bzw. 0,0093 bar (abs) der Stufe 2 und einen Kondensatordruck von 0,046 bar (abs) der Stufe 1 bzw. 0,052 bar (abs) der Stufe 2 ausgelegt. Zwei Membranvakuumpumpen dienen zur Evakuierung des Kälteprozesses. Die 2-stufige DSKM erreicht eine Kälteleistung von 82,3 kW bei einer Kaltwassertemperatur von 6 °C bzw. 115,2 kW bei einer Kaltwassertemperatur von 12 °C. Das erzeugte Kaltwasser wird genutzt um das Gebäude LB (Laborgebäude) der Hochschule Karlsruhe (HsK) zu kühlen. Die Kühlung des Gebäudes erfolgt über vorhandene Deckenstrahlplatten, welche im Winter zur Beheizung des Gebäudes verwendet werden. Kaltwasserseitig ist zur Anpassung von Angebot und Nachfrage ein Latentkältespeicher mit einer

© Fraunhofer UMSICHT

Kapazität von 25 kWh in die Anlage integriert worden. Der Latentkältespeicher (LKSP) besteht aus einem Stahltank mit einem Fassungsvermögen von 1,3 m³, der mit einem Phase Change Slurry (PCS) befüllt ist. PCS besteht generell aus einem PCM und einer kontinuierlich flüssigen Phase, in der das PCM dispergiert ist. Das PCS ist in jedem Betriebszustand pumpbar. Bei dem verwendeten PCS handelt es sich um eine Paraffin-Wasser-Dispersion, die mit Hilfe von Tensiden stabilisiert wird. Der Paraffingehalt liegt bei 30 % (Mischung aus 2 Paraffinen), der Phasenwechselbereich beträgt bei der Beladung zwischen 6 und 13 °C und bei der Entladung zwischen 12 und 16 °C. Die Schmelz- bzw. Erstarrungswärme beträgt ca. 55 kJ/kg.

Das Solarfeld ist auf dem Scheddach des Laborgebäudes installiert. Die Hauptkomponenten der Anlage sind in einem 40-Fuß-Container untergebracht. Auf dem Containerdach ist ein offener Nasskühlturm mit einer Kühlleistung von 366 kW installiert, der zur Abfuhr der Abwärme aus dem Kälteprozess dient. Die Anlage ist über eine Kaltwassertrasse mit der Infrastruktur der HsK verbunden. Die Anbindung erfolgt in der Heizungszentrale, welche sich im Keller des Gebäudes LB befindet, über den Heizungsverteiler. An gleicher Stelle wurde auch wurde ebenfalls der Latentkältespeicher aufgestellt.

Die gesamte Anlage wird über eine SPS gesteuert, welche gleichzeitig eine Prozessvisualisierung ermöglicht. Ferner werden über die SPS Messdaten aufgezeichnet.

Während der Sommermonate 2014 und 2015 werden Versuchsfahrten durchgeführt. Ziel dabei ist es, die Funktionalität der Einzelkomponenten sowie das Zusammenspiel aller Komponenten zu evaluieren und die Betriebscharakteristik der Anlage in verschiedenen Betriebssituationen zu untersuchen (Betrieb mit solarthermisch erzeugtem Treibdampf, freie Kühlung, unterschiedliche Kaltwasser- und Kondensatortemperaturen). Anhand der Ergebnisse der ersten Versuchsfahrten werden Optimierungspotenziale hinsichtlich der Anlagenautomatisierung identifiziert und nach Möglichkeit umgesetzt. Basierend auf den gewonnenen Messdaten wird die Anlagencharakteristik ausgewertet und Kennzahlen wie der Kollektorwirkungsgrad, der Tagesnutzungsgrade des Solarfelds, das Wärmeverhältnis der DSKM und die elektrische Leistungszahl der Gesamtanlage bestimmt. Abschließend erfolgt eine Technologiebewertung.

1.3 Teilziele der Projektpartner

Das Projektkonsortium besteht aus vier Partnern, dem Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheit- und Energietechnik UMSICHT, dem Institut für Kälte-, Klima- und Umwelttechnik der Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft und den Unternehmen Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG und GEA Wiegand GmbH. Nachfolgend werden die Zuständigkeiten der Projektpartner sowie deren Projektteilziele vorgestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Teilziele von FhI UMSICHT

Entwicklung und Realisierung eines Gesamtkonzepts zur Prozessdampf- und Kälteversorgung

Die Projektziele des FhI UMSICHT sind die Entwicklung, Planung und Realisierung eines Gesamtkonzeptes zur Prozessdampf- und Kaltwassererzeugung auf Basis von VRKs und einer DSKM. Darüber hinaus wird die Möglichkeit untersucht einen latenten Kältespeicher ins Gesamtsystem zu integrieren und das Gesamtsystem weiter zu optimieren. Hierfür wird Fraunhofer UMSICHT einen latenten Kältespeicher entwickeln und in die Gesamtanlage integrieren. Neben der Planung des Gesamtkonzepts wird Fraunhofer UMSICHT die Inbetriebnahme der Anlage und die Auswertung des Demonstrationsbetriebs durchführen. Ferner ist Fraunhofer UMSICHT für die Automatisierungstechnik, das Rückkühlwerk und die Hilfsaggregate verantwortlich.

Teilziele von Fa. Ritter

Entwicklung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes zur Prozessdampferzeugung

Die Projektziele der Fa. Ritter sind die Weiterentwicklung von VRK für die Prozessdampferzeugung, sowie die Planung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes mit einer thermischen Leistung von 200 kW_{th} zum Antrieb einer DSKM. Dabei wird zunächst im Rahmen von Vorversuchen die Prozessdampferzeugung an VRK mittels Freilandversuchen und Versuchen an einem Solarkollektorteststand untersucht. Aufbauend auf den Untersuchungsergebnissen erfolgt die Planung des Solarkollektorfeldes und Errichtung an der Hs Karlsruhe. Ferner wird die Firma Ritter bei der Inbetriebnahme und Auswertung des Anlagenbetriebs mitwirken.

© Fraunhofer UMSICHT

Teilziele von Fa. GEA Wiegand

Entwicklung und Planung einer DSKM zur Kaltwassererzeugung, optimiert für den Einsatz mit Solarkollektoren

Die Projektziele der Fa. GEA Wiegand sind die Konzeptentwicklung und Detailplanung der DSKM mit einer Kälteleistung von ca.100 kW_{th}, welche speziell für den Betrieb mit VRKs optimiert wird. Darüber hinaus wird die Fa. GEA Wiegand die DSKM fertigen und an der Hs Karlsruhe montieren.

Teilziele von Hs Karlsruhe

Entwicklung eines latenten Wärmespeichers und wissenschaftliche Begleitung des Demonstrationsbetriebs der Anlage

Die Projektziele der Hs Karlsruhe sind die Entwicklung eines latenten Wärmespeichers für den Temperaturbereich um 150 °C und die Einbindung des Wärmespeichers in das Gesamtkonzept der Anlage. Darüber hinaus wird die Hs Karlsruhe die wissenschaftliche Betreuung während des Demonstrationsbetriebs der Anlage übernehmen. Es ist beabsichtigt, die Anlage an der Hs Karlsruhe zu errichten.

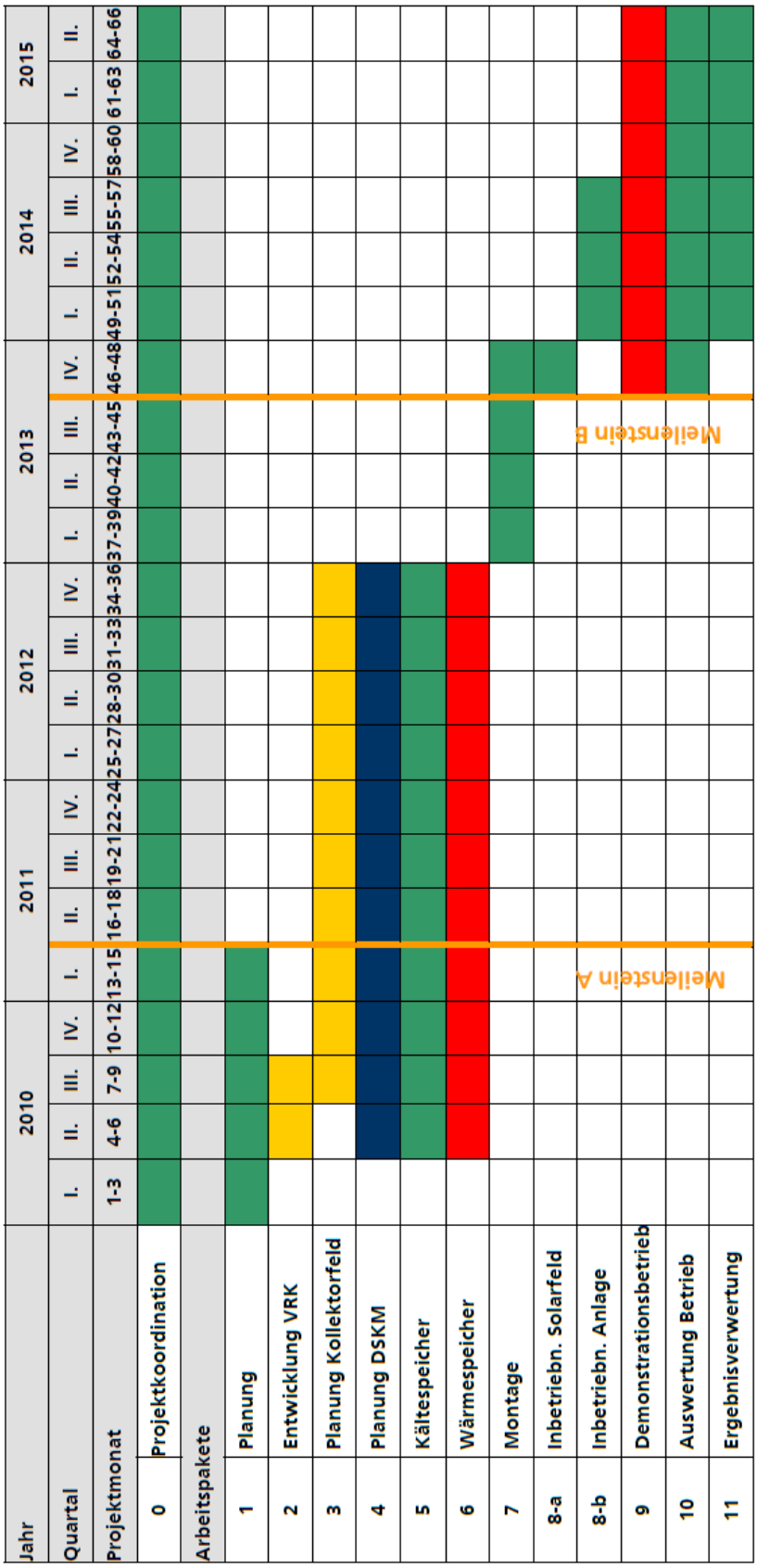
1.4 Zeitplan und Projektverlauf

In Tabelle 1-1 ist der Zeitplan des Projektes dargestellt. Das Projekt startete im Januar 2010. Es ist dabei farblich gekennzeichnet welcher Projektpartner für das jeweilige Arbeitspaket verantwortlich ist (Grün: FhI UMSICHT, Gelb: Firma Ritter; Blau: Firma GEA Wiegand; Rot: Hs Karlsruhe).

Die ersten drei Jahre waren im Wesentlichen durch Planungen und Vorversuche geprägt. Teilweise mussten Anlagenkomponenten zunächst entwickelt und im Technikumsmaßstab erprobt werden. Insbesondere gab es bei der solarthermischen Dampferzeugung und dem Wärmespeicher kaum Vorerfahrungen, die eine schnellere Umsetzung der Planung hätten zulassen können. Gleichwohl ist man bei den Vorversuchen zur Dampferzeugung auf die Sommermonate beschränkt, um Versuchserfahrungen sammeln zu können. Auch eine ausgedehnte Standortsuche und die nachfolgende Genehmigungsplanung sind umfangreicher, als zu Antragsstellung geplant, durchgeführt worden. Die Montage der Demonstrationsanlage erfolgt schrittweise in den Jahren 2013/2014, wobei zunächst die Solarthermieanlage in Betrieb genommen wurde und Ende 2013 schon Wärme einspeisen konnten. Im Frühjahr 2014 folgte dann die Kälteerzeugung. Das Jahr 2015 wurde genutzt, um bis in den Sommer hinein Betriebserfahrungen mit der Gesamtanlage zu sammeln und den Anlagebetrieb weiter zu optimieren.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 1-1: Zeitplan des Projektes



MEILENSTEIN A: Planung der solaren DSKM liegt vor

MEILENSTEIN B: Gesamtanlage ist funktionstüchtig

© Fraunhofer UMSICHT

Die Laufzeit des Teilprojektes der Firma Ritter mit dem Förderkennzeichen 033RI0908B endete ein halbes Jahr eher als die Teilprojekte der anderen Verbundpartner. Aus diesem Grund wurde seitens der Firma Ritter ein gesonderter Schlussbericht vorgelegt, welcher diesem Schlussbericht beigefügt ist (siehe Kapitel 12.4) [Bauer 2015].

Die Ergebnisse der einzelnen Projektpartner sind dem Bericht an folgenden Stellen zu entnehmen:

Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheit- und Energietechnik UMSICHT:

- Entwicklung und Planung des Gesamtkonzeptes: Kapitel 3.1; Kapitel 3.2; Kapitel 4.1; Kapitel 5.3
- Inbetriebnahme der Gesamtanlage und Auswertung des Demonstrationsbetriebs: Kapitel 6
- Entwicklung und Systemintegration des Latentkältespeichers: Kapitel 3.2; Kapitel 3.5; Kapitel 5.3
- Entwicklung eines Konzepts zur Anlagenautomatisierung: Kapitel 3.6
- Auswahl einer geeigneten Technologie zur Wärmeabfuhr des Kälteprozesses: Kapitel 4.3

Institut für Kälte-, Klima- und Umwelttechnik an der Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft:

- Entwicklung eines Latentwärmespeichers für den Temperaturbereich bis 150 °C: Kapitel 5.2
- Einbindung des Wärmespeichers ins Gesamtkonzept: Kapitel 3.2; Kapitel 3.3
- Wissenschaftliche Betreuung des Demonstrationsbetriebs der Anlage: Kapitel 6

Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG:

- Untersuchungen zur solarthermischen Prozessdampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren: Kapitel 5.1
- Planung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes mit einer angestrebten thermischen Leistung von 200 kW: Kapitel 3.3
- Prozessdampfbereitstellung zum Antrieb einer Dampfstrahlkältemaschine: Kapitel 6

GEA Wiegand GmbH:

- Konzeptentwicklung und Detailplanung einer für den solarthermischen Betrieb optimierten Dampfstrahlkältemaschine: Kapitel 3.2; Kapitel 3.4; Kapitel 4.1; Kapitel 5.3
- Fertigung der Dampfstrahlkältemaschine und Inbetriebnahme: Kapitel 6

© Fraunhofer UMSICHT

2 Stand des Wissens und der Technik

2.1 Dampfstrahlkältemaschinen

Dampfstrahlkältemaschinen, oder in der Verfahrenstechnik auch Dampfstrahlkühlanlagen genannt, werden derzeitig als kommerzielles Produkt hauptsächlich in der Verfahrenstechnik eingesetzt. Mit Hilfe von DSKM können Flüssigkeiten direkt gekühlt werden, indem durch eine Flashverdampfung unter Vakuum ein Teil der Flüssigkeit verdampft wird. Die Kernkomponente von DSKM, der Strahlverdichter, dient dabei zur Erzeugung des Vakuums. Strahlverdichter werden darüber hinaus auch in vielen anderen Anwendungen der Vakuumtechnik eingesetzt. Da DSKM immer für einen individuellen Verfahrensprozess gestaltet und ausgelegt werden, ist der Grad an Standardisierung bei den Anlagen gering im Vergleich zu anderen thermisch angetriebenen Kältemaschinen.

In den letzten Jahrzehnten wurde eine Reihe von solarthermisch angetriebenen Kälteanlagen entwickelt und realisiert. Die meisten dieser Anlagen nutzten sorptive Kälteprozesse, um Kälte bereitzustellen. Eine Alternative dazu stellt die DSKM dar. DSKM können ebenfalls mit einer Solarthermieanlage kombiniert werden und so eine solare Kühlung realisiert werden. Dabei handelt es sich dann um einen solarbetriebenen thermo-mechanischen Kälteprozess zur Bereitstellung von Kälte. Einen Überblick möglicher Technologien und Systeme bietet [Sarbu et al. 2013].

Im Jahre 1966 wurde von Kakabaev and Davletov [Kakabaev et al. 1966] eine solarthermisch angetriebene DSKM mit einer Kälteleistung von 1 kW zur Kühlung eines 37 m³ großen Raumes entwickelt und getestet. Die Antriebswärme wurde mit einem 12 m² großen Parabolspiegel erzeugt. Als Treib- und Kältemittel wurde ein Freon verwendet. Der Gesamtwirkungsgrad des Systems lag zwischen 0,11 und 0,22. Huang, Petrenko, Chang und Zhuk beschreiben in [Huang et al. 1998] eine solarbetriebene DSKM mit R-141b als Kältemittel, die mit Wärme auf einem Temperaturniveau von 95 °C angetrieben wird. Zur solaren Wärmeerzeugung werden Flachkollektoren eingesetzt, wobei der Gesamtwirkungsgrad der solaren DSKM 0,22 bei einer solaren Einstrahlung von 700 W/m² beträgt. Weitere praktische Untersuchungen an solarbetriebenen Dampfstrahlkältemaschinen werden in [Fukushima et al. 2011] und [Huang et al. 2011] vorgestellt, wobei verschiedene Aspekte der Auslegung, der Betriebsführung und des Betriebsverhalten untersucht werden. Von [Huang et al. 2010] und [Huang et al. 2014] wird auch eine erste Gesamtanlage mit der Bezeichnung SACH-2 beschrieben. Eine Demonstrationsanlage mit einer Kälteleistung, vergleichbar mit der im Projekt realisierten Kälteleistung, wird dort allerdings nicht beschrieben oder angestrebt.

Darüber hinaus gibt es noch eine Reihe weiterer Entwicklungen und Forschungsarbeiten, in denen der Prozess mit Strahlverdichtern Kälte zu erzeugen Gegenstand ist. In [Besagni et al. 2016] findet sich ein Überblick an Arbeiten, der die einzelnen Entwicklungsschwerpunkte ordnet und Entwicklungstenden-

© Fraunhofer UMSICHT

zen der letzten Jahre aufzeigt. Speziell zu solarbetriebenen DSKM findet sich in [Abdulateef et al. 2009] ein Überblick.

Viele der Versuchsanlagen und Prototypen nutzen organische Flüssigkeiten als Arbeitsmedien, wobei auch zwei unterschiedliche Stoffe als Treibmittel und Kältemittel in einer Anlage eingesetzt werden. Im Hinblick auf umwelttechnische Aspekten und die F-Gase-Verordnung (EU) Nr. 517/2014 zur Reduzierung klimaschädlicher Kältemittel ist das Bestreben natürliche Kältemittel einzusetzen groß. In DSKM kann Wasser als Treib- und Kältemittel eingesetzt werden. Nguyen, Riffat and Doherty beschreiben in [Nguyen et al. 2001] eine Versuchsanlage mit einer Kälteleistung von 7 kW, die zur Kühlung eines Büros in Loughborough, im Vereinigten Königreich, eingesetzt wird. Eine weitere solarbetriebene Versuchsanlage, die Wasser als Treibmittel und Kältemittel einsetzt und eine Kälteleistung von 5 kW besitzt, wird in [Pollerberg et al. 2009] beschrieben. In [Thongtip et al. 2014] wird ebenfalls eine DSKM beschrieben, die Wasser als Treib- und Kältemittel einsetzt. Die DSKM wird unter den klimatischen Bedingungen von Thailand getestet, besitzt eine Kälteleistung von 3 kW und erreicht ein Wärmeverhältnis von 0,45 bei einer Kühlwassertemperatur von 29/33 °C.

Die ukrainische Firma Wilson entwickelte eine kleine DSKM für den Bereich des solaren Kühlens. Die DSKM nutzt ein konventionelles Kältemittel und ist für Anwendungen im niedrigen Leistungsbereich, deutlich unter dem hier im Projekt angestrebten Leistungsbereich, vorgesehen. Ferner wird derzeit von der italienischen Firma NeveXN eine DSKM zur Schneeproduktion entwickelt, die regenerativ mit Biomasse oder solarthermisch angetrieben werden soll. Die US-amerikanische Firma May-Ruben Thermal Solutions entwickelt ebenfalls einen Strahlverdichter-Prozess mit zwei unterschiedlichen Fluiden (Binary Fluid Ejector) als Kernkomponente für eine Wärmepumpe oder Kältemaschine. Das Institut für Prozessmesstechnik und innovative Energiesysteme der Hochschule Mannheim weist auf ihrer Homepage auf einen Prototypen einer solaren DSKM hin, der in Kooperation mit der Firma Solvis aus Braunschweig und der Firma Körting aus Hannover realisiert wurde.

Systemanbieter für Komplettanlagen zur Gebäudekühlung, bestehend aus Solarkollektorfeld und DSKM inklusive Steuerung und Rückkühlwerk, sind nach Kenntnisstand der Autoren derzeit nicht am Markt vertreten.

2.2 Solarthermische Prozessdampferzeugung

Gegenwärtig ist der Einsatz von Solarthermiekollektoren zur Bereitstellung von Niedertemperaturwärme zur Warmwasserbereitung und Raumheizung sowie zur Stromproduktion in solarthermischen Kraftwerken bereits weit verbreitet. Neben diesen Anwendungen gibt es verschiedene potentielle Anwendungsfelder für die Solarthermie in einem mittleren Temperaturbereich zwischen 100 – 250 °C.

Vor allem die industrielle Prozesswärmeerzeugung bietet hier ein großes Potenzial für die Solarthermiebranche. In Deutschland wurden im Jahr 2014 ca. 1.853 PJ Endenergie für die Prozesswärmebereitung eingesetzt, was etwa

© Fraunhofer UMSICHT

40,0 % des gesamten Energiebedarfs für Wärme bzw. 21,5 % des Gesamtendenergieverbrauchs entspricht [BMWi 2015]. Mit 1.616 PJ fallen dabei etwa 87,2 % des Prozesswärmebedarfs im Sektor Industrie an [BMWi 2015]. Abbildung 2-1 zeigt den industriellen Wärmebedarf in Deutschland aufgeschlüsselt nach dem Temperaturniveau für das Jahr 2007. Es ist zu erkennen, dass etwa 10 % des industriellen Wärmebedarfs im Temperaturbereich von 100 – 250 °C anfallen. In diesem Temperaturbereich ist Dampf ein weit verbreiteter Wärmeträger. In Deutschland werden jährlich etwa 200 PJ Prozesswärme in Form von Dampf verbraucht.[1] Anhand der Abbildung ist zudem erkennbar, dass der größte Anteil des Prozesswärmebedarfs in Deutschland in dem Temperatursegment > 250 °C anfällt. Ein Grund hierfür ist der hohe Anteil der grundstoffverarbeitenden Industrie wie die Metallverarbeitende Industrie, das Glas- und Keramikgewerbe sowie die Mineralölindustrie und Chemiewirtschaft (vgl. [Lauterbach et al. 2011]).

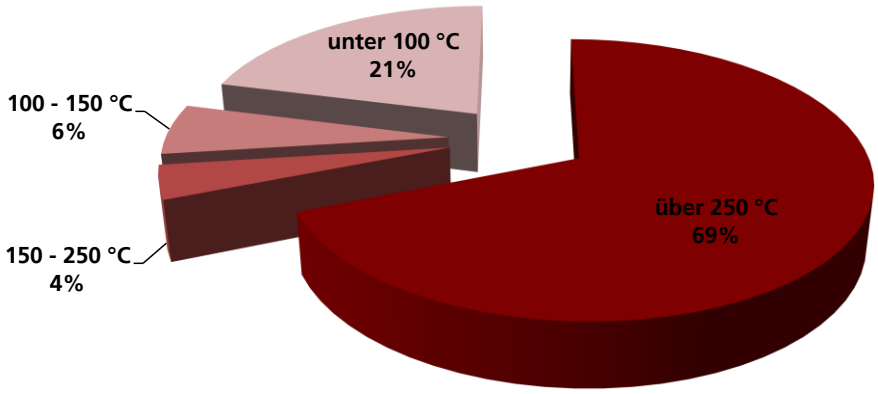


Abbildung 2-1: Industrieller Wärmebedarf in Deutschland nach Temperaturniveau für das Jahr 2007 [Lauterbach et al. 2011]

Gemäß Lauterbach et al. besteht in Deutschland das größte Potential zur Nutzung solarer Prozesswärme im mittleren Temperaturbereich zwischen 100 – 250 °C in den Wirtschaftszweigen Lebensmittel-, Papier- und Chemieindustrie [Lauterbach et al. 2011]. Mitteltemperaturwärme wird in der Industrie beispielsweise für die Trocknung von Produkten, die Pasteurisierung und die Sterilisierung sowie die Vorwärmung von Kesselspeisewasser benötigt.

Bisher hat die Solarthermie im Bereich der Prozesswärmebereitstellung nur eine untergeordnete Rolle. Nach Vannoni et al. werden nur etwa 0,02 % der weltweit installierten Kollektorkapazität zur Prozesswärmebereitung eingesetzt [Vannoni et al. 2008]. Vannoni et al. ermittelten zudem, dass 2008 weltweit nur etwa 90 Solarthermieanlagen mit einer Kapazität von ca. 25 MW_{th} zur industriellen Prozesswärmebereitstellung installiert waren. Allerdings wurden etwa zwei Drittel dieser Anlagen zur Niedertemperatur-Wärmebereitstellung mit Flachkollektoren bei Prozesstemperaturen zwischen 60 °C und 90 °C eingesetzt [Lauterbach et al. 2011]. In Deutschland wurden bis zum Jahr 2011 neun Anlagen zur Prozesswärmebereitstellung errichtet [Lauterbach et al. 2011]. Im Rahmen des IEA Task 49 wurde die Online-Datenbank „Solar Heat for Industrial

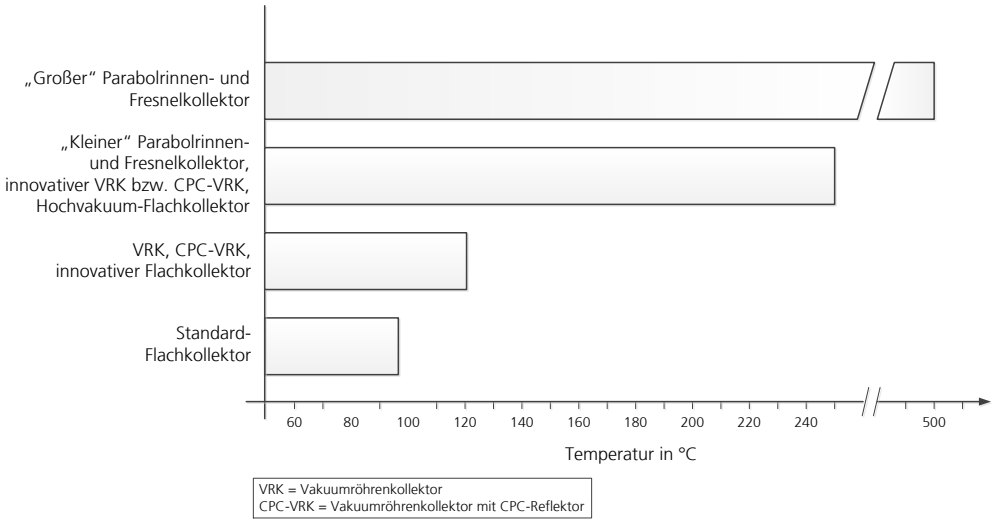
[1] Vgl. http://ritter-xl-solar.com/ueber-uns/news/news-details/article/prozessdampf-mit-solarthermie/ (Stand 07.01.2016)

© Fraunhofer UMSICHT

Processes – SHIP" erstellt.[2] Diese Online-Datenbank enthält einen weltweiten Überblick über bestehende solarthermische Anlagen, die thermische Energie für Produktionsprozesse für unterschiedliche Branchen bereitstellen. Insgesamt sind bis heute 168 Anlagen dokumentiert. Im Zeitraum von 2010 – 2015 sind 71 Anlagen hinzugekommen. Gegenwärtig entwickelt sich der Sektor demnach deutlich schneller als noch vor wenigen Jahren.

Abbildung 2-2 zeigt einen Überblick über die Temperaturbereiche verschiedener Kollektorsysteme. Für den mittleren Temperaturbereich bis 250 °C kommen demnach „kleine" Parabolrinnen- und Fresnelkollektoren, innovative VRK bzw. CPC-VRK und Hochvakuum-Flachkollektoren in Frage.

Abbildung 2-2: Temperaturbereiche verschiedener Kollektorsysteme; vgl. [IEA 2012; Elimar 2013]



Obwohl die Technologie der solarthermischen Kollektoren für mittlere Temperaturanwendungen nicht neu ist, sind im Vergleich zu Niedertemperaturkollektorsystemen bisher nur sehr wenige Kollektorsysteme kommerziell verfügbar. Die Entwicklung von Kollektorsystemen für den mittleren Temperaturbereich hat etwa 1970 – 1980, zur gleichen Zeit wie die Entwicklung solarthermischer Kraftwerke, begonnen [Iparaguirre et al. 2015]. Es ist jedoch festzuhalten, dass gerade in den letzten Jahren einige neue Kollektorsysteme für den mittleren Temperaturbereich entwickelt wurden. Innerhalb des Arbeitspakets 11 "Line-focusing STE technologies" des europäischen Forschungsprojekts „STAGE-STE" wurde eine Datenbank für Mitteltemperaturkollektoren erstellt. Diese Datenbank enthält derzeit Informationen zu etwa 75 verschiedenen Solarkollektormodellen von 39 Herstellern und wird regelmäßig aktualisiert bzw. erweitert.[3] 13 Kollektoren sind für die Direktdampferzeugung konzipiert, die restlichen Kollektoren nutzen Druckwasser oder Thermal-öl als Wärmeträgermedium. Es sind 58 Parabolrinnenkollektoren, 12 Fresnelkollektoren und 2 Flachkollektoren in der Datenbank enthalten, Vakuumröhrenkollektoren allerdings nicht. Somit stellt der Großteil der verfügbaren Kollektorsysteme konzentrierende Solarkollektoren dar.

[2] Datenbank „Solar Heat for Industrial Processes – SHIP": http://ship-plants.info/solar-thermal-plants

[3] Datenbank für Mitteltemperaturkollektoren: http://www.stage-ste.eu/keydocuments/solarthermalcollectors.php (Stand 08.01.2016)

© Fraunhofer UMSICHT

Konzentrierende Solarkollektoren sind Kollektorsysteme, die die Solarstrahlung mittels Spiegel in einem Brennpunkt fokussieren und so die Energiedichte der Solarstrahlung erhöhen. Dabei kann nur der direkte Strahlungsanteil der Solarstrahlung fokussiert werden, die diffuse Solarstrahlung bleibt ungenutzt. Die Solarstrahlung trifft dann, wie bei nicht konzentrierenden Solarkollektoren, auf einen Absorber, der die Strahlung in Wärme konvertiert. Die spezifische Absorberfläche der konzentrierenden Solarkollektoren bezogen auf die Aperturfläche ist dabei deutlich kleiner als bei nicht konzentrierenden Solarkollektoren. Daraus resultiert die Möglichkeit, Wärme auf einem höheren Temperaturniveau zu erzeugen. Nachteile der konzentrierenden Solarkollektoren sind, dass sie nur die direkte Solarstrahlung nutzen können und dem Sonnengang entsprechend nachgeführt werden müssen. Der Anteil der direkten Strahlung an der Globalstrahlung ist stark vom Anlagenstandort abhängig.

Neben linearfokussierenden Kollektorsystemen können auch Vakuumröhrenkollektoren zur Prozesswärmeerzeugung eingesetzt werden. Diese Möglichkeit wurde bislang allerdings kaum untersucht, da das Anwendungsgebiet von Vakuumröhrenkollektoren hauptsächlich im Bereich der Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung liegt. Vakuumröhrenkollektoren nutzen die Globalstrahlung, also neben der direkten Strahlung auch die diffuse Strahlung, und müssen dem Sonnengang nicht nachgeführt werden. Ein etwaiger geringerer Wirkungsgrad bei der Prozesswärmeerzeugung über 100 °C wird durch eine einfachere Betriebsweise der Kollektoren, vielfältige und variable Einsatzmöglichkeiten und die Nutzung eines größeren Solarstrahlungsangebots wettgemacht. Zur Prozessdampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren sind zwei Verfahrensvarianten denkbar: Den Solarkollektorkreislauf als Druckwasserkreislauf zu betreiben, dabei wird das Sieden im Solarkollektor unterbunden und die Dampferzeugung erfolgt in einer dem Solarkollektorfeld nachgeschalteten Dampftrommel. Bei der zweiten Variante findet die Dampferzeugung direkt im Solarkollektor statt. Welche der beiden Verfahrensvarianten zweckmäßiger ist, kann nach dem derzeitigen Erkenntnisstand nicht beurteilt werden. Insbesondere besteht noch erheblicher Forschungsbedarf um Vakuumröhrenkollektoren in diesem Arbeitsbereich zu größeren Solarkollektorfeldern zu verschalten und als Großanlage zu betreiben.

2.3 Latentwärme- und Latentkältespeicher

Als Medium zur Wärme- und Kältespeicherung wird in konventionellen Versorgungssystemen derzeit zumeist flüssiges Wasser eingesetzt. Hierbei erfolgt die Speicherung thermischer Energie ausschließlich als sensible Wärme über eine Temperaturspreizung, wobei die erzielbare Speicherkapazität direkt proportional zur Wärmekapazität des Wassers ist. Bei der Wärmespeicherung oberhalb von 100 °C wird der Systemdruck erhöht, um ein Sieden des Wassers zu verhindern. Bei der Kältespeicherung im Temperaturbereich unterhalb von 0 °C wird Sole verwendet. Die Wärmekapazität von Kühlsole ist dabei deutlich geringer als die von Wasser.

Eine Alternative zu wasserbasierten Speichern stellen Latentwärmespeicher (LWSP) bzw. Latentkältespeicher (LKSP) dar. Diese nutzen die latente Wärme eines Phasenwechsels, um so eine höhere Energiedichte zu erreichen. Unter la-

© Fraunhofer UMSICHT

tenter Energiespeicherung ist der reversible Phasenübergang eines Materials zu verstehen. Die Energiespeicherung findet maßgeblich in diesem latenten Bereich des Materials statt. Dabei wird in technischen Anwendungen zumeist der Phasenwechsel zwischen flüssigem und festem Aggregatzustand zur Energiespeicherung genutzt. Bei der Wärmeeinspeicherung im LWSP wechselt das Latentwärmespeichermaterial (engl. Phase Change Material / PCM) beim Erreichen der Schmelztemperatur den Aggregatzustand von fest zu flüssig. Trotz der Zufuhr von thermischer Energie bleibt die Temperatur des PCM nahezu konstant bis das Material vollständig geschmolzen ist. Erst nach der vollständigen Verflüssigung findet eine Temperaturerhöhung statt. Die latente Wärme entspricht der Schmelz- oder Kristallisationswärme, welche für den Phasenwechsel benötigt wird [Hiebler 2007]. Neben der höheren Energiedichte von Latentwärmespeichern gegenüber sensiblen, wodurch das Bauvolumen deutlich reduziert werden kann, stellt die Möglichkeit Wärme bei konstanter Temperatur zu speichern einen weiteren Vorteil dar.

In Abbildung 2-3 ist ein Diagramm mit dem idealen Verlauf eines Phasenübergangs eines Latentspeichermaterials dargestellt.

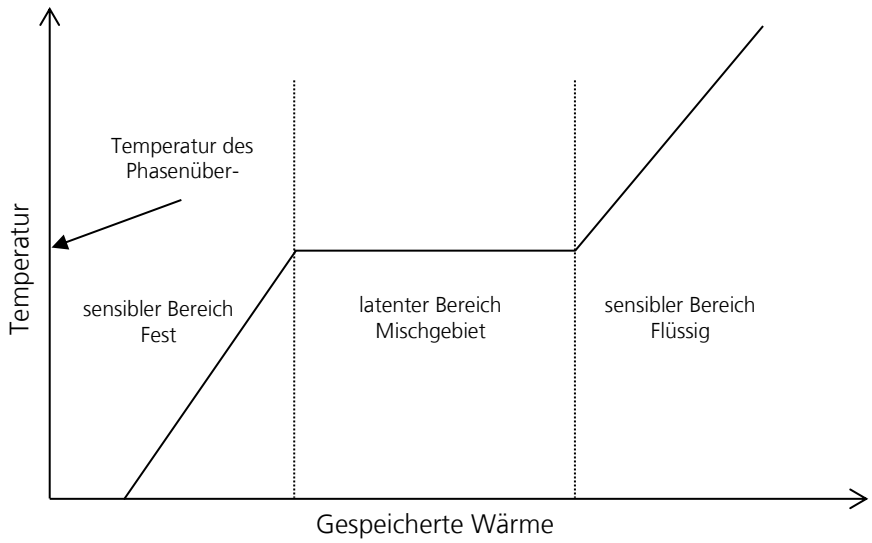


Abbildung 2-3: Wärmespeicherung durch latente Wärme; in Anlehnung an [Mehling 2002]

Als Phasenwechselmaterialien (PCM) kommen bisher überwiegend verschiedene Paraffine oder auch Salzhydrate zum Einsatz. Abbildung 2-4 zeigt typische volumenspezifische Schmelzenthalpien und zugehörige Temperaturbereiche von Wärmespeichermaterialien zur Latentwärmespeicherung.

© Fraunhofer UMSICHT

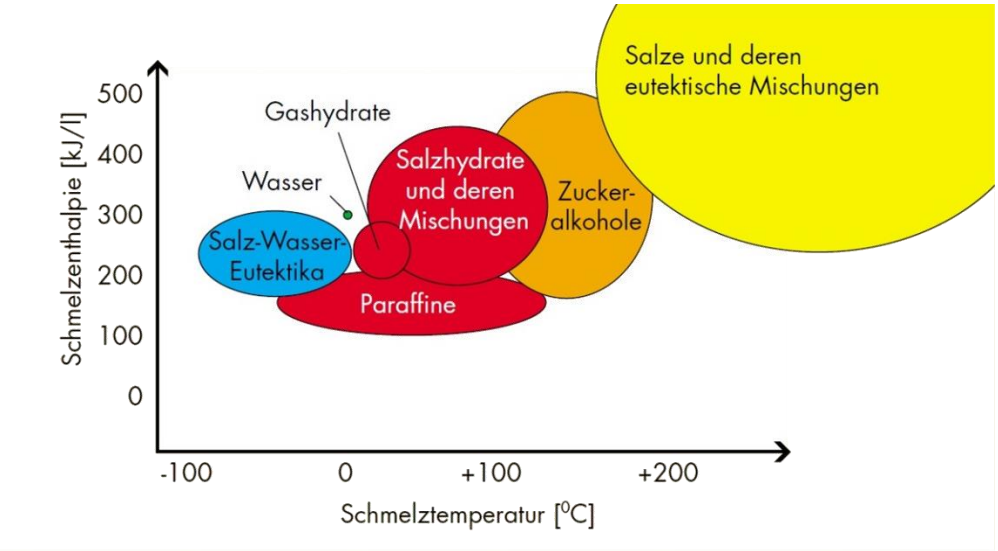


Abbildung 2-4: Typische volumenspezifische Schmelzenthalpien und zugehörige Temperaturbereiche [Mehling 2002]

Wichtige Eigenschaften von PCM sind nach [Mehling et al. 2008]:

- hohe Energiedichte,
- schmaler Phasenumwandlungstemperaturbereich,
- geringe Unterkühlung beim Erstarren,
- kleine Veränderung des Volumens während des Phasenwechsels,
- gute Wärmeleitfähigkeit,
- reversible Phasenumwandlung,
- Langzeitstabilität während der wiederholten thermischen Zyklen,
- Umweltverträglichkeit und keine oder nur geringe Toxizität,
- nicht brennbar,
- geringe Korrosion und
- kostengünstig.

Das jeweilige PCM wird auf den Temperaturbereich der jeweiligen Anwendung angepasst; dabei haben die Materialien ähnliche Eigenschaften. Wie schon R. Tamme beschreibt [Tamme et al. 2006], ist die Auswahl des geeigneten Materials für den Anwendungsfall durch Temperatur und geforderte Leistung bestimmt. Einen sehr guten Überblick über verschiedene PCM zeigt B. Zalba in seiner Veröffentlichung [Zalba et al. 2003].

Im Rahmen einer Literaturrecherche wurden geeignete PCM mit einer Schmelztemperatur um 130 °C für den Latentwärmespeicher, welcher im Rahmen der

© Fraunhofer UMSICHT

Demonstrationsanlage errichtet werden soll, identifiziert. Die Speichermaterialien sind mit entsprechender Schmelztemperatur und spezifischer Schmelzenthalpie in folgender Tabelle aufgelistet. Der Phasenumwandlungs-Temperaturbereich und die Schmelzwärme können durch DSC-Messungen (Differential Scanning Calorimetry) bestimmt werden.

Tabelle 2-1: Eigenschaften ausgewählter PCM mit geeigneter Phasenwechseltemperatur [Waschull et al. 2009; Bippes 2007]

Material	Schmelztemperatur/ Schmelzbereich in °C	Spezifische Schmelzenthalpie in kJ/kg
Kunststoff		
GHR 8110	122 – 133	150 – 200
GUR 4120	124 – 134	150 – 200
Licocene PE 4201	125 – 130	246
Licocene PP 6102	142 – 148	70
Licocene PP 7502	155 – 165	106
Salzhydrate		
KNO3-NaNO2-NaNO3 (53%-40%-7%)	142	80
Zuckeralkohol		
Mannitol	164 – 167	294 – 325
Palatinitol (Isomalt)	145	170

Wie aus der Tabelle erkennbar ist, weisen die Kunststoffe Polyethylen (PE) und Polypropylen (PP) einen Schmelzbereich statt eines Schmelzpunktes auf. GUR ist der Markenname für eine Gruppe ultrahochmolekularer Polyethylene (PE-UHMW) und GHR ein hochmolekulares Polyethylen (PE-HMW) der Ticona GmbH. Polypropylen von der Firma Clariant (Handelsname Licocene PP), das einen hohen Schmelztemperaturbereich aufweist, besitzt allerdings eine niedrigere Schmelzenthalpie. Kaliumnitrat-Natriumnitrit-Natriumnitrat (KNO_3-$NaNO_2$-$NaNO_3$) ist ein Wärmeträgersalz, auch ASD genannt, von der Firma Durferrit. Mannitol und Palatinitol sind Zuckeralkohole, die für Versuche von einer Apotheke angeschafft wurden.

Grundsätzlich wird für eine gegebene Anwendung die erforderliche Gesamtmasse an PCM durch dessen Kapazität bestimmt. Nur „die Leistungsdichte des Systems (wird) durch den Wärmetransport innerhalb des PCM limitiert" [Tamme et al. 2006]. Damit ist auch das größte gemeinsame Problem aller PCM definiert, die Wärmeleitfähigkeit im Material. Wie auch Medrano beschreibt, ist es notwendig, einen optimalen Kompromiss zwischen Wärmeleitfähigkeit verbessernden Maßnahmen und Speicherdichte zu finden [Medrano et al. 2009].

In der Literatur werden zahlreiche Möglichkeiten der Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit beschrieben. Nach Medrano können die notwendigen, wärmeleitungsverbessernden Maßnahmen in fünf Gruppen eingeteilt werden:

© Fraunhofer UMSICHT

- PCM in eine Matrix mit höherer Wärmeleitfähigkeit einbringen [Tong et al. 1996; Meyer 2005; Hirn et al. 2008]

- Partikel oder kleine Formstücke aus Material mit höherer Wärmeleitfähigkeit in das PCM einbringen [Velraj et al. 1999; Elgafy et al. 2005]

- Makro- und Mikroverkapselung von PCM [Bédécarrats et al. 1996; Hunger et al. 2009; Gschwander et al. 2005]

- Eine Kombination aus Graphit und PCM [Py et al. 2001; Mehling 2002]

- Einsatz von Rohr-Lamellen-Kombinationen in verschiedenen Anordnungen [Hirn et al. 2008; Stritih 2004; Velraj et al. 1997; Velraj et al. 1999].

Allerdings sind die Maßnahmen zur Erhöhung der abrufbaren thermischen Leistung von Latentwärmespeichern meist technologisch aufwändig und kostenintensiv. Eine Möglichkeit die Problematik der geringen Wärmeleitfähigkeit von PCM zu umgehen ist der Einsatz von Phase Change Slurries (PCS). PCS besteht aus einem PCM und einer kontinuierlich flüssigen Phase, in der das PCM dispergiert ist. In festem Zustand liegt das PCM dann als „Schlamm", im englischen als Slurry bezeichnet, vor. Auch nach dem Gefrieren des PCM ist das Speichermedium pumpbar, sodass die Be- und Entladung des Speichers beispielweise mittels handelsüblicher Plattenwärmeübertrager erfolgen kann. Mit PCS können daher im Vergleich zu reinen PCM-Speichern sehr hohe Lade- und Entladeleistungen erreicht werden. Ferner kann PCS, da es in jedem Betriebszustand pumpbar ist, leicht in konventionelle Speichersysteme integriert werden. Zudem ist es möglich das PCS als Speicher- und Transportmedium einzusetzen.

Mehrere Stoffsysteme werden als PCS vorgeschlagen wie zum Beispiel: Wasser/Eis-Suspensionen, Paraffin/Wasser Dispersionen oder Clathrate-Hydrat Slurries. Im Rahmen des Projekts wird eine Paraffin/Wasser Dispersion zur Kältespeicherung entwickelt und getestet.

Zwei grundlegende Formen von Paraffin/Wasser Dispersionen werden derzeit intensiver erforscht. Zum einen handelt es sich um mikroverkapseltes Paraffin, das mit Wasser gemischt als Suspension vorliegt. Dabei ist das Paraffin in einer Kunststoffhülle verkapselt. Mit Hilfe dieser Kunststoffkapsel wird sichergestellt, dass das Paraffin in Form von „Partikeln" in der kontinuierlichen Phase homogen verteilt vorliegt. Suspensionen mit verkapselten Paraffinen sind in einer Reihe von Publikationen beschrieben, darunter von [Inaba et al. 2004] (Verkapselung mit Melaminharz), [Gschwander et al. 2005] und [Yang et al. 2003] (Verkapselung mit Polymethylmethacrylat, PMMA). Allerdings können bei extremen Strömungsverhältnissen, wie von [Gschwander et al. 2005] dokumentiert, die Kapseln beschädigt werden, so dass Paraffin aus den Kapseln austreten kann. Eine homogene Verteilung der Paraffinpartikel in der Dispersion ist dann nicht mehr gegeben und es kann zu Agglomerationen mit anschließender Verklumpung des Paraffins kommen.

Bei der zweiten Form, welche im Rahmen dieses Projekts untersucht wird, handelt es sich um Dispersionen, die mit Hilfe von Tensiden stabilisiert sind. Bei die-

© Fraunhofer UMSICHT

sen Fluiden wird das Paraffin in Wasser dispergiert, und mit Hilfe von grenzflächenaktiven Substanzen wird ein „Entmischen" vermieden. Das Paraffin liegt als Tröpfchen mit einem Durchmesser von in der Regel 1 – 20 µm homogen verteilt in der kontinuierlichen Phase vor.

Für den technischen Einsatz ist es erforderlich, dass die Dispersionen sowohl im Ruhezustand als auch unter der Einwirkung von Scherkräften stabil bleiben. Zur Stabilisierung der Dispersion werden oberflächenaktive Substanzen eingesetzt, die als Dispersionshilfen fungieren und das Aufspalten der Dispersion vermeiden. Inaba et al. schlugen bereits 1993 hierfür vor, das nichtionische Tensid Polyethylenglycolstearylether und das anionische Tensid Alkylbenzolsulfat in Kombination zu verwenden [Inaba 1993]. Auch Triton X-100, ein Polyethylenglycolphenylether, Span 60, ein Sorbitanfettsäureester, und Tween 60, ein Polyoxyethylensorbitanmonestearat, zählen zu den konkret erwähnten Materialien für diese Anwendung [Xu 2005; Clarksean 2003]. Huang et al. schlagen in [Huang 2009] vor, ein oder mehrere Tenside zu wählen, das/die vor dem Emulgieren der Komponenten im Paraffin gelöst werden, dabei aber einen relativ hohen HLB-Wert (HLB steht für engl. hydrophilic-lipophilic balance und sollte bevorzugt 12 betragen) aufweisen, also hydrophil sind. Als geeignet werden u.a. Fettalkoholpolyglycolether und Alkoxylate, Alkylpolyglucoside, Alkylphenolethoxylate, Cetylstearylalkohole, Natriumcetylstearylsulfat und dergleichen genannt. Matsuda und Ieuji schlagen im US Patent 2004/0046147 A1 [Matsuda 2004] hierfür nichtionische oberflächenaktive Substanzen wie Polyoxyalkylensor-bitanalkylester und Sorbitanalkylester, Saccharosefettsäureester, Polyoxyethylenalkylether und -ester, Polyoxyethylenalkylphenolether, Polyglycerinalkylester, Fettsäureester, Fettsäure-Seifen oder Alkylamin-Ethylenoxid-Addukte als wesentliche Komponenten vor, die allein oder in Kombination eingesetzt werden sollen. Besonders zu bevorzugen sei ein Polyoxyethylenalkylether wie ein Polyoxyethylenstearylether mit mindestens 20 Ethylenoxideinheiten als wesentliche Komponente.

Zur Herstellung des PCS wird das Paraffin zusammen mit den Emulgatoren (Konzentrationen von 1 bis 10 Gew.-% bezogen auf die Dispersion) aufgeschmolzen und in Wasser bei 60 – 70 °C gegeben. Die Mischung wird dann mit Hilfe einer Emulgiermaschine (Stabmischer für kleine Proben oder Rotor-Stator Dispergieranlagen für größere Mengen) für 10 bis 20 min bei 6000-20000 upm dispergiert. In Abbildung 2-5 ist die Herstellung schematisch dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

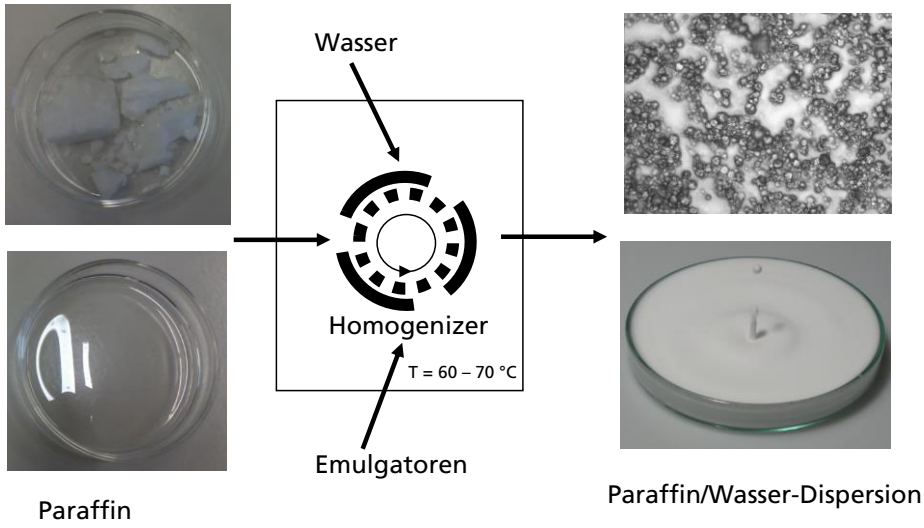


Abbildung 2-5: Schematische Darstellung der Herstellung von PCS

In Tabelle 2-2 sind die Stoffdaten einiger reiner Paraffine sowie von Paraffin-Blends aufgelistet, die zurzeit im industriellen Maßstab auf dem Markt verfügbar sind.

Tabelle 2-2: Eigenschaften ausgewählter Paraffine bzw. Paraffin-Blends mit geeigneter Phasenwechseltemperatur

	Schmelzbereich in °C	Erstarrungsbereich in °C	Unterkühlung in K	Spez. Schmelzenthalpie in kJ/kg
Technisch reines Paraffin				
Parafol 14-97	5 – 8 (Peak: 7 °C)	0 – 2 (Peak: 1,5 °C)	5 – 6	220 – 230
Linpar c15	7 – 12 (Peak: 10,5 °C)	4 – 8 (Peak: 6,5 °C)	4 – 5	160 – 170
Parafol 16-97	17 – 21 (Peak: 20 °C)	14 – 16 (Peak: 14,5 °C)	5 – 6	240 – 250
Heptadecan 99,9%	I 20 – 25 (Peak: 24 °C) II 10 – 13 (Peak: 12 °C)	I 17 – 21 (Peak: 19) II 7– 10 (Peak: 9 °C)	4 – 5 3 – 4	160 – 170 40 – 45
Paraffin-Blends				
RT6	4 – 8 (Peak: 7,5°C)	2 – 6 (Peak: 5°C)	2 – 3	160 – 170
RT10	2 – 12 (Peak: 9,5°C)	0 – 10 (Peak: 9°C)	1 – 2	130 – 140
RT20	18 – 24 (Peak: 23°C)	18 – 22 (Peak: 21°C)	1 – 2	130 – 140

Die geradzahligen Paraffine (Parafol 14-97 und 16-97) weisen eine hohe Schmelzwärme (200 – 250 kJ/kg) auf, während die ungeradzahligen Paraffine über eine kleinere Schmelzwärme (< 200 kJ/kg) verfügen [Himran et al. 1994]. Theoretisch kann durch Mischung der unterschiedlichsten n-Alkane jede beliebige Schmelztemperatur eingestellt werden. Nach [Bo et al. 1999] können mit Tetradekan/Hexadekan-Gemischen z.B. Temperaturen im Bereich von 0 – 18 °C

© Fraunhofer UMSICHT

eingestellt werden. Bei Verwendung von Paraffinmischungen kann die Schmelzenthalpie auf bis zu 150 kJ/kg absinken. Die Paraffin-Blends besitzen eine niedrigere Schmelzwärme (< 150 kJ/kg), da sie aus einem Alkangemisch bestehen. Dafür weisen die Paraffin-Blends aber eine geringere Unterkühlung (< 2 K) im Gegensatz zu technisch reinen Paraffinen (5 – 6 K) auf.

© Fraunhofer UMSICHT

3 Beschreibung der Demonstrationsanlage

3.1 Standort und Gesamtanlage

3.1.1 Beschreibung des Aufstellungsortes

Zu Beginn des Projektes wurden mehrere Standorte zur Errichtung der Demonstrationsanlage diskutiert und begutachtet. Die Hs Karlsruhe verfügt über kein Kältenetz, an das die Demonstrationsanlage problemlos hätte angeschlossen werden können. Abgesehen von technischen Einrichtungen, die eine Kühlung erfordern, wie beispielweise Serverräume oder die Mensa, ist die Kühlung von Gebäuden an der Hs Karlsruhe nicht vorgesehen. Die Auswahl eines geeigneten Standortes richtete sich dementsprechend nach technischen Gesichtspunkten, insbesondere die Nutzungsmöglichkeit sowie Zugänglichkeit einer Dachfläche, die Größe sowie Zugänglichkeit des Aufstellraums für die DSKM, den Möglichkeiten die Demonstrationsanlage an die Infrastruktur der Hs Karlsruhe anzuschließen und die Möglichkeit die erzeugte Kälte möglichst sinnvoll zu nutzen. Das Technikumsgebäude LB verfügt über eine ausreichende Dachfläche sowie Deckenstrahlplatten zur Gebäudebeheizung, die sich eingeschränkt auch als Kühldecken nutzen lassen. In Abbildung 3-1 ist das Gebäude LB auf dem Lageplan der Hs Karlsruhe markiert.

Abbildung 3-1: Lageplan Hs Karlsruhe, Gebäude LB rot markiert

Das Gebäude besitzt ein Scheddach dessen abgeschrägte Reiter nach Süden ausgerichtet sind. Mittels Fernwärme wird das Gebäude beheizt. Der Anschluss der Wärmeversorgung und die Wärmeverteilung auf die einzelnen Heizkreise sind im Heizungskeller, siehe Abbildung 3-2, untergebracht.

Abbildung 3-2:
Blick in den Heizungskeller des Gebäudes LB (links: Westwand, rechts: Nordwand mit Heizungsverteiler)

Der Heizungskeller des Gebäudes LB verfügt nicht über ausreichend Aufstellfläche, um dort die gesamte Anlage zu installieren. Lediglich der Kältespeicher kann im Heizungskeller untergebracht werden. Weitere Maschinenräume, die genutzt werden könnten, sind nicht vorhanden, so dass eine Außenaufstellung in einem Container für die Dampferzeugung, den Wärmespeicher und die DSKM gewählt wird. Dieser Container wird östlich vom Gebäude LB am südlichen Gebäudeende aufgestellt. In Abbildung 3-3 ist die geplante Aufstellung der Demonstrationsanlage dargestellt.

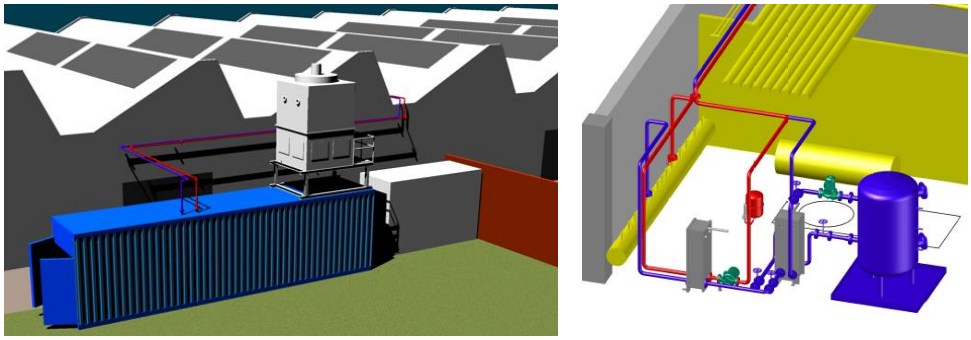


Abbildung 3-3:
Geplante Aufstellung der Demonstrationsanlage, links: Gebäude LB mit Container und rechts: Heizungskeller des Gebäudes LB

Eine Rohrtrasse führt vom Container durch das Gebäude LB bis in den Heizungskeller und verbindet die Anlagenkomponenten im Container mit den Anlagenkomponenten des Gebäudes LB. Im Winterbetrieb der Anlage wird Solarwärme über den Heizungsverteiler eingespeist, im Sommerbetrieb Kälte in Form von Kaltwasser, wobei die Heizkreise der Heizdecken für die Gebäudekühlung genutzt werden. Der Aufstellungsort des Containers östlich von Gebäude LB ist aus Abbildung 3-4 ersichtlich.

© Fraunhofer UMSICHT

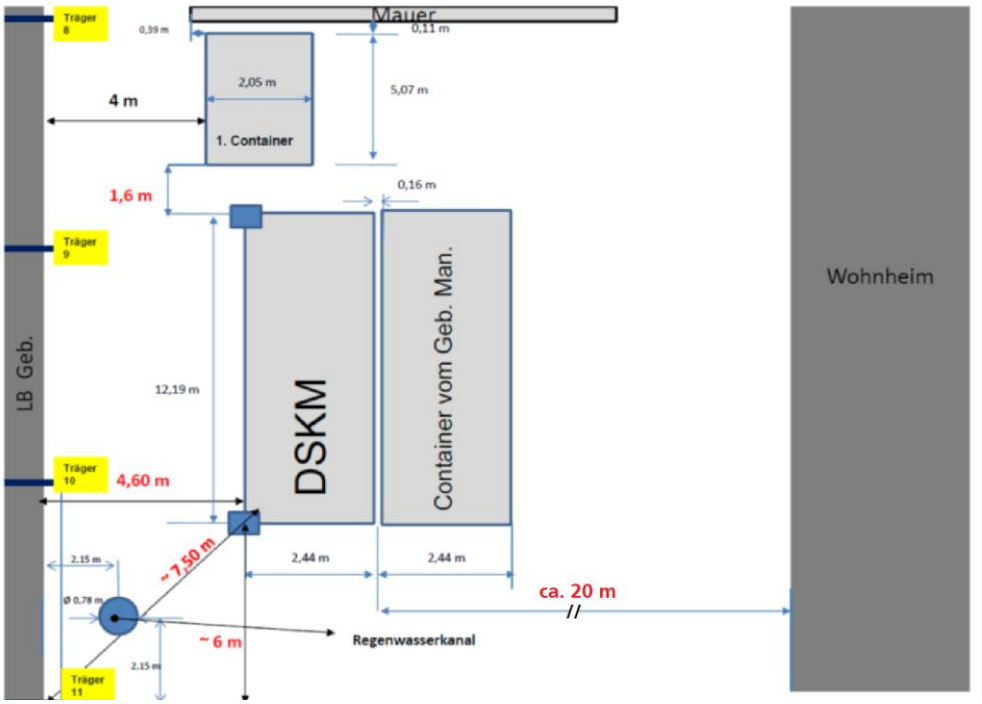


Abbildung 3-4: Aufstellort des Containers östlich vom Gebäude LB

Nördlich vom Container befinden sich zwei weitere kleinere Container/Schuppen sowie hinter einer Mauer der Betriebshof der Hs Karlsruhe, westlich befindet sich das Gebäude LB, welches als Technikum genutzt wird. Das Gelände südlich des Containers ist bewaldet, in einigem Abstand verläuft dort ebenfalls ein Fußweg. Östlich vom Container in ca. 20 m Entfernung befindet sich ein Studentenwohnheim.

Aufgrund der Nähe zum Studentenwohnheim und der Art der Gebäudenutzung ist der Einfluss von Schallemissionen der Demonstrationsanlage zu bewerten und entsprechende Maßnahmen des Schallschutzes zu realisieren. In Tabelle 3-1 ist eine überschlägige Berechnung des erlaubten Schallleistungspegels aufgeführt.

Tabelle 3-1: Überschlägige Berechnung des erlaubten Schallleistungspegels nach [BWP 2010]

Vorgabe /	**Tag (6 bis 22 Uhr)**	**Nacht (22 bis 6 Uhr)**
Erlaubter Schalldruckpegel am Wohnheim	55 dB(a)	40 dB(a)
Distanzeinfluss:10 log (Q/(4 (l)^2), mit Distanz l = 20 m und Richtfaktor Q = 2	(-29) dB(a)	(-29) dB(a)
Erlaubter Schallleistungspegel	84 dB(a)	69 dB(a)

Das Gebäude LB befindet sich ca. 4 m westlich und das Wohnheim ca. 20 m östlich vom Aufstellungsort. Entsprechend der überschlägigen Berechnung wäre ein Schallleistungspegel von 84 dB(A) am Gerät am Tage und 69 dB(A) in der Nacht zulässig. Dabei sind der Teilzeitbetrieb der Anlage, eventuelle Fremdgeräusche und die Messunsicherheit nicht berücksichtigt. Maßgeblich für die

© Fraunhofer UMSICHT

Schallemission wird der Schallleistungspegel des Kühlturms sein, welcher tabellarisch vom Hersteller Axima Refrigeration in Tabelle 3-2 angegeben ist.

Tabelle 3-2: Herstellerangaben zum Kühlturm EWK 450/06 der Firma Axima Refrigeration – Schalldaten nach DIN 45 635 Teil 46

Oktavmittelfrequenz in Hz	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	**Ges**
Toleranz in dB(A)	**± 5**	**± 4**	**± 3**	**± 2**	**± 2**	**± 2**	**± 2**	**± 2**	**± 2**
Teil-Schall-Leistungspegel je Kühlturm bei hoher Ventilatordrehzahl in dB(A)									
Luftaustritt	59,3	68,4	76,6	81,9	84,1	83,3	73,1	73,0	89
Lufteintritt	58,9	63,8	69,2	74,5	76,7	76,1	71,2	65,2	81,6
Gesamtpegel je Kühlturm									89,8
Ventilatorgeräusch in dB									
Bei hoher Drehzahl	83,0	84,0	85,0	85,0	84,0	82,0	78,0	74,0	92,0
Bei niedriger Drehzahl	83,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

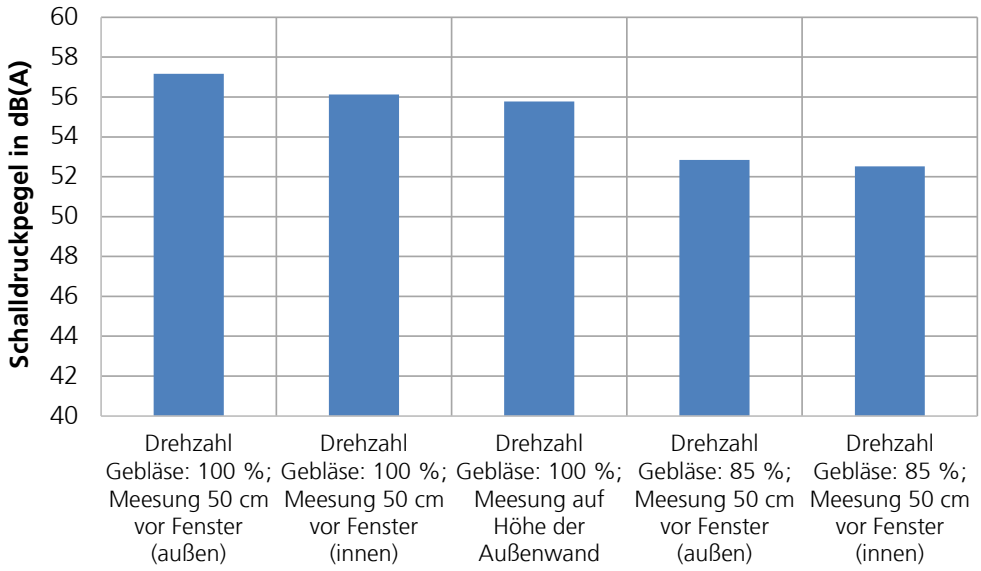
Entsprechend den Herstellerangaben überschreitet der Kühlturm den erlaubten Schallleistungspegel bei voller Drehzahl des Ventilators. Die Ventilatordrehzahl ist somit für den Betrieb der Anlage zu begrenzen. Im Rahmen der Inbetriebnahme wurde eine Schalldruckpegelmessung am Wohnheim, am Messort entsprechend Abbildung 3-5, durchgeführt.

Abbildung 3-5: Messort (links) und Blick vom Messort zur Demonstrationsanlage (rechts)

Der Schalldruckpegel am Messort wurde mit einem Echtzeitanalysator der Firma OROS GmbH gemessen. Es herrschten folgende Umgebungsbedingungen: 22,6 °C Lufttemperatur, 999,6 hpa Luftdruck und 39,40 % Luftfeuchte. Bei der Messung wurde der Schalldruckpegel bei voller Ventilatordrehzahl des Kühlturms um 2 dB(A) überschritten. Daraufhin wurde die Ventilatordrehzahl auf 85 % reduziert und eine erneute Messung durchgeführt. Bei einer Drehzahl von 85 % wird der erlaubte Schalldruckpegel von 55 dB(A) eingehalten. Während der Nachtstunden zwischen 22 und 6 Uhr wird die Anlage nicht betrieben.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-6: Messergebnis der Schalldruckpegelmessung



3.1.2 Kühllastberechnung des Gebäudes LB

Zur Abschätzung des Kühlbedarfs des zu versorgenden Laborgebäudes an der HsK wird eine Kühllastberechnung durchgeführt. Hierfür wird ein Excel-Tool zur thermischen Gebäudesimulation genutzt, welches bei Fraunhofer UMSICHT entwickelt wurde. Eine Beschreibung des Modells kann [Joemann 2015] entnommen werden. Es handelt sich bei dem Modell um ein einfaches quasi-dynamisches Ein-Zonen-Modell auf Grundlage von Energiebilanzen, welches zur Berechnung von Kühllastgängen in stündlicher Auflösung dient. Das Modell wurde in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2078 erstellt. Die erforderlichen meteorologischen Daten für den Standort Karlsruhe wurden der Software Meteonorm 4.1[4] entnommen. In Karlsruhe herrscht ein warm- und feucht-gemäßigtes kontinentales Klima mit warmen Sommern, kalten Wintern und mit Niederschlägen über das ganze Jahr verteilt. Die Klimakategorie nach Köppen und Geiger ist Cfb.

In Tabelle 3-3 sind ausgewählte Berechnungsparameter zur Kühllastberechnung aufgelistet.

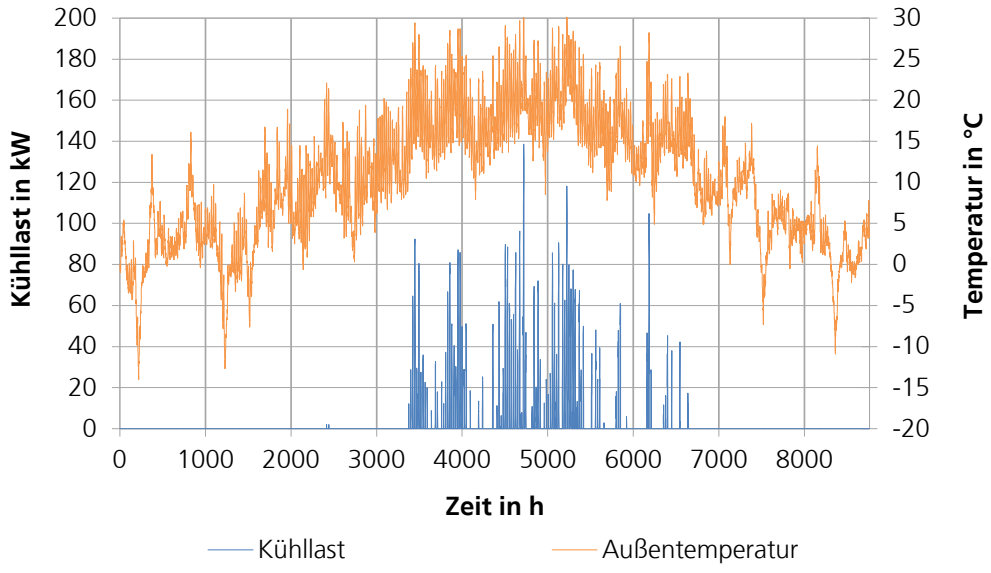
[4] METEONORM© - Datenbank zu meteorologischen Grundlagendaten. Firma Meteotest, Bern, Schweiz.

Tabelle 3-3: Ausgewählte Berechnungsparameter zur Kühllastberechnung

Beschreibung	Wert	Einheit
Gebäudefläche	3128	m²
Mittlere Gebäudehöhe	5,0	m
Etagenanzahl (klimatisiert)	1	-
Personenanzahl	50	Pers.
Luftwechselrate	1,0	h^{-1}
Interne Kühllast	10	kW
U-Wert - Wand	1,4	W/(m²·K)
U-Wert - Dach	1,2	W/(m²·K)

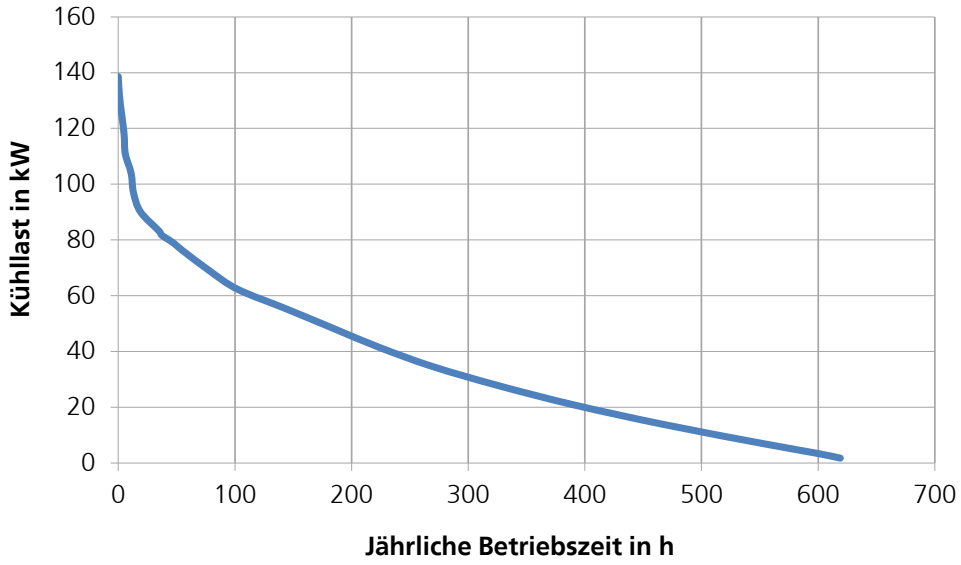
Die Berechnungsergebnisse der Kühllastberechnung sind in Abbildung 3-7 und Abbildung 3-8 dargestellt. Abbildung 3-7 zeigt den Kühllastgang sowie die Außenlufttemperatur und Abbildung 3-8 die geordnete Jahresdauerlinie der Kühllast. Die Hauptkühlperiode am Anlagenstandort geht von Mai bis September mit einer Dauer von etwa 600 h. Die Lufttemperatur erreicht im Sommer Werte von bis zu 30 °C (gemittelte Stundenwerte). Der Jahreskühlbedarf des Laborgebäudes beträgt gemäß den Berechnungen etwa 22 MWh und die Spitzenkühllast ca. 140 kW, wobei Kühllasten oberhalb von 90 KW vergleichsweise selten auftreten (etwa 3 % der Dauer der Kühlperiode). Die maximale spezifische Kühllast beträgt ca. 45 W/m².

Abbildung 3-7: Kühllastgang und Außenlufttemperatur



© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-8:
Geordnete Jahresdauerlinie der Kühllast



3.1.3 Sicherheitstechnische Aspekte

Die Demonstrationsanlage besteht aus einem 40 ft Container, in dem sich die DSKM, die Dampferzeugung inklusive der Druckhaltung sowie der Wärmespeicher befindet, einer Solarthermieanlage auf Basis von Vakuumröhrenkollektoren und einem Kältespeicher im Heizungskeller des Gebäudes LB.

Die Solarthermieanlage wird zur Dampferzeugung eingesetzt. Dementsprechend ist die Anlage gemäß Druckgeräterichtlinie 97/23/EG geprüft und ausgerüstet. Da die Solarkollektoren für Stagnation ausgelegt sind (bei Stagnation herrscht die maximal mögliche Temperatur durch Sonneneinstrahlung im Solarkollektor) sind die Solarkollektoren als nicht überhitzungsgefährdeter Dampferzeuger bewertet. Alle den Solarkollektoren für die Wärmeversorgung nachgeschalteten Bauteile sind nicht aktiv beheizt und somit ebenfalls nicht überhitzungsgefährdet. Die Solarkollektoren besitzen eine Bauartzulassung. Im Inneren der Solarkollektoren befindet sich ein Rohrregister mit U-Rohren aus Edelstahl, in dem die Erhitzung und Verdampfung des Speisewassers erfolgt. Diese Verrohrung stellt eine Röhrenanordnung dar, die nicht gesondert prüfpflichtig ist. Die Anlagenkomponenten - Kollektorfeld, Wärmespeichermodule, Dampfbehälter und das dazugehörige Rohrleitungssystem bis zu den Strahlverdichtern der DSKM - sind für die sicherheitstechnische Bewertung zu einer Baugruppe zusammengefasst und in drei Abschnitte aufgeteilt. Erster Abschnitt mit Dampf bis 300 °C, zweiter Abschnitt mit Heißwasser bis 150 °C und dritter Abschnitt mit Wasser bis 120 °C belastete Komponenten und Rohrleitungen [Bauer 2015]. Für diese Abschnitte wurden entsprechende Anforderungen an Komponenten und Rohrleitungen festgelegt. Für die Komponenten wurde jeweils eine Herstellererklärung bezüglich der Übereinstimmung mit der Druckgeräterichtlinie 97/23/EG, Artikel 3, Absatz 3 und guter Ingenieurspraxis gefordert. Die Rohrleitungen wurden im ersten Abschnitt mit Zertifikat geliefert und es wurde Wolfram-Inertgasschweißen (WIG) als Schweißtechnik durch einen zertifizierten Schweißer angewandt. Im zweiten Abschnitt wurden ebenfalls die Schweißungen durch einen zertifizierten Schweißer ausgeführt. Im dritten Abschnitt gab

© Fraunhofer UMSICHT

es hinsichtlich Druckgeräterichtlinie 97/23/EG keine speziellen Vorgaben der Bauteilzertifizierung bzw. Ausführung. Die Montage der Anlage wurde vom TÜV SÜD begleitet. Vor Beginn der Dampferzeugung im Mai 2014 fand eine Druckprüfung aller Abschnitte statt. Der Heißwasser- bzw. Dampferzeuger wird im geschlossenen Kreislauf betrieben. Der Dampferzeuger hat die Nenndruckdruckstufe PN 10, dies entspricht einer Sattdampftemperatur von 184 °C. Die zulässige Höchsttemperatur des Latentwärmespeichers beträgt 140 °C. Per Ablasleitungen blasen Sicherheitsventile im Störfall über das Containerdach ab, so dass keine heißen Tröpfchen/Kondensat Passanten oder das Betriebspersonal treffen kann. In Expansionstöpfen, die den Sicherheitsventilen nachgeschaltet sind, wird anfallendes Kondensat gesammelt und über den Abwasseranschluss der Anlage abgeführt.

Die Anlage ist komplett automatisiert, nur zu regelmäßigen Betriebskontrollen, Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten sind Service-Personal und der Betreiber der Anlage vor Ort. Der Zutritt der Anlage ist für unbefugte Personen allgemein untersagt. Der Container verfügt über zwei Ausgänge und ist ausreichend beleuchtet. Er kann sich im Sommer auf über 30 °C erhitzen, dementsprechend ist eine Lüftung installiert. Bei laufender Lüftung können im Teilbereich des Containers „Zugerscheinungen" auftreten. Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten einschließlich der Beseitigung größerer Störungen erfolgen zu den üblichen Arbeitszeiten bei abgeschalteter und abgekühlter Anlage. Betriebskontrollen werden im Zeitraum von 08:00 bis 22:00 Uhr durchgeführt. Bei Havarien kann es zum Dampfaustritt oder kurzzeitiger Flashverdampfung von Heißwasser kommen. Bei Drucküberschreitungen wird das Medium kontrolliert und ohne Gefährdungen abgeführt. Ein direkter Kontakt mit heißen Medien ist in der Anlage im Normalbetrieb nicht möglich. Die Rohrleitungen, die heiße Medien führen, besitzen eine Wärmedämmung, so dass das Betriebspersonal nicht mit heißen Oberflächen in Kontakt kommen kann. Die DSKM wird mit einem Verdunstungskühlturm rückgekühlt. Der Kühlwasserkreislauf ist somit als offener Wasserkreislauf konzipiert, so dass ein biologischer Befall des Kühlwassers und Korrosion an Bauteilen durch Sauerstoffeintrag zu befürchten sind. Um dies zu vermeiden, werden dem Kühlwasser eine geringe Menge Biozid und ein Korrosionsinhibitor zu dosiert. Die Chemikalien werden im Container in für die Produkte zulässigen Behältern (à 25 l) vorgehalten. Die Behälter sind gekennzeichnet und die Sicherheitsdatenblätter befinden sich in unmittelbarer Nähe der Behälter. Für den Umgang mit den Chemikalien sind im Container Schutzhandschuhe und eine Schutzbrille vorhanden.

3.2 Baugruppen und hydraulische Verschaltung

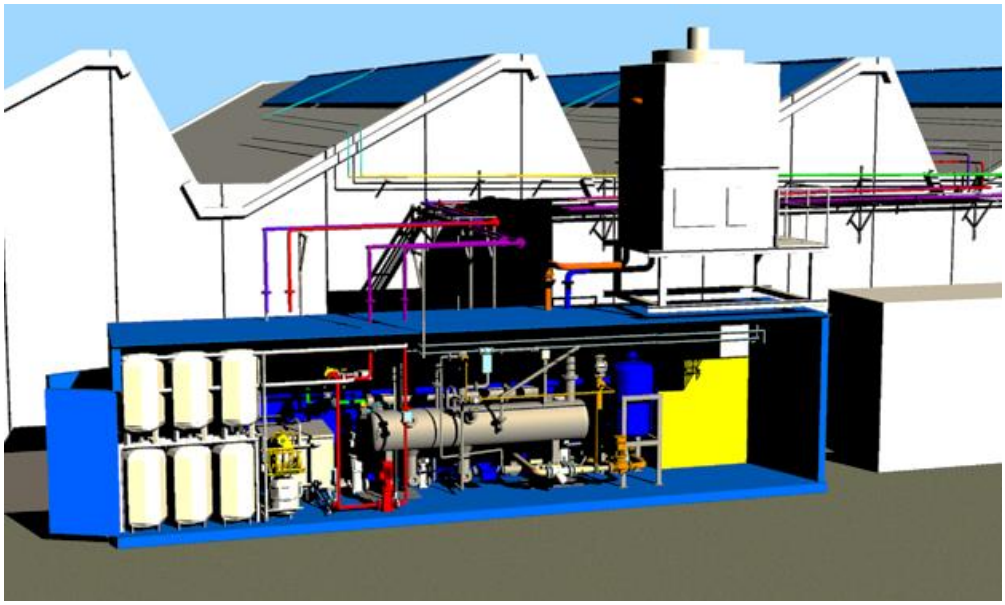
Im Rahmen des Forschungsprojektes wird eine Demonstrationsanlage zur solarthermischen Prozessdampf- und Kaltwassererzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren (VRK), Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) und latenten Wärmespeichern entwickelt und gebaut. Die DSKM hat eine Kälteleistung von 82,3 kW_{th} bei einer Kaltwassertemperatur von 6 °C und ist in einem 40 ft Container installiert. Der Container befindet sich östlich neben dem Laborgebäude (Gebäude LB) der Hochschule Karlsruhe (HsK). Auf dem Scheddach des Laborgebäudes ist das Solarfeld mit einer Aperturfläche von 360 m² installiert, welches zur Bereitstellung

© Fraunhofer UMSICHT

des Treibdampfs für den Kälteprozess genutzt wird. Die Nennleistung des Solarfelds beträgt 200 kW_{th}.

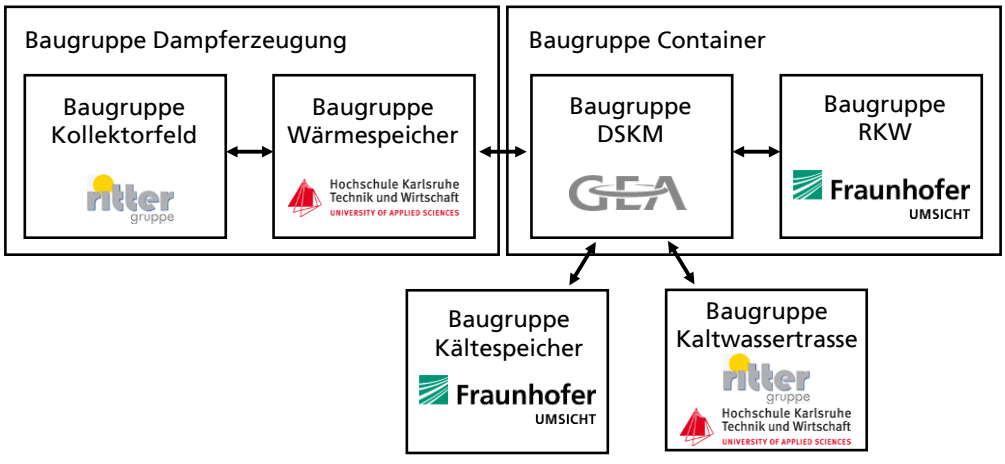
Abbildung 3-9 zeigt eine isometrische Darstellung der Demonstrationsanlage. Vorne im Bild ist der 40 ft Container, welcher als Maschinenraum genutzt wird, zu erkennen. Im Container befinden sich die Baugruppe Dampferzeugung links, die DSKM mittig und der Schaltschrank der Anlage rechts. Auf dem Dach des Containers ist das Rückkühlwerk platziert. Hinten im Bild ist das Laborgebäude inklusive des Kollektorfelds zu erkennen.

Abbildung 3-9: Isometrische Darstellung der Pilotanlage



Die gesamte Anlage ist in Baugruppen (BG) unterteilt. In Abbildung 3-10 sind die übergeordneten Baugruppen und ihre Verschaltung dargestellt. Die Verschaltung zwischen den einzelnen Baugruppen ist mit Pfeilen gekennzeichnet. Die BG Dampferzeugung besteht aus den untergeordneten Baugruppen BG Kollektorfeld und BG Wärmespeicher und die BG Container besteht wiederum aus den untergeordneten Baugruppen BG DSKM und BG RKW.

Abbildung 3-10: Baugruppen der Demonstrationsanlage und Zuständigkeiten der Projektpartner



© Fraunhofer UMSICHT

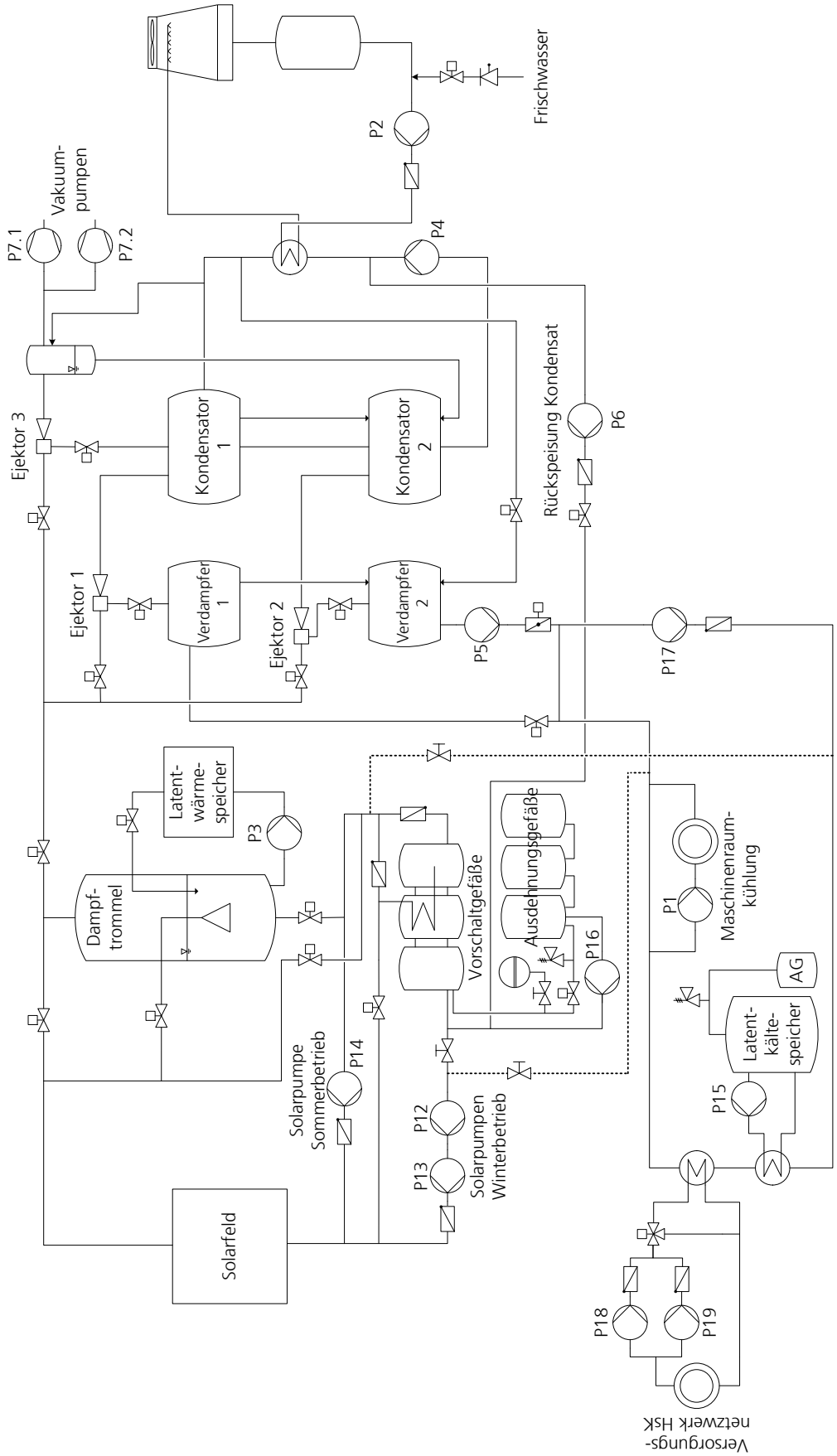
Im Folgenden wird die hydraulische Verschaltung der Einzelkomponenten der Demonstrationsanlage vorgestellt. Ein vereinfachtes Verfahrensfließbild der Demonstrationsanlage ist in Abbildung 3-11 dargestellt. Die Messtechnik ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

Die BG Dampferzeugung besteht aus den Komponenten Solarfeld inklusive einer Solarfeldpumpe für den Sommerbetrieb und einer Doppelpumpe für den Winterbetrieb, einer Dampftrommel, einem Latentwärmespeicher inklusive Pumpe, einer Druckhaltestation inklusive Vorschaltgefäßen (Pufferspeicher) sowie einigen Stellventilen. Die Dampftrommel dient als Heißdampfkühler, als Energiespeicher und als Tropfenabscheider. Zudem wird mittels der Dampftrommel der Latentwärmespeicher (LWSP) vor hohen Temperaturen geschützt. Der Latentwärmespeicher ist parallel zur Dampftrommel installiert und wird durch eine eigene Pumpe be- und entladen. Das Solarfeld wird im Sommer zur Bereitstellung von Treibdampf für die DSKM genutzt. Der erzeugte Dampf strömt je nach Betriebssituation entweder im unteren Bereich in die flüssige Phase oder von oben in die Dampftrommel ein. Im Winter dient das Solarfeld zur Heizungsunterstützung der Hochschule. Die Wärmeversorgung erfolgt dann über die Kaltwassertrasse, welche im Keller des Laborgebäudes an die Infrastruktur der HsK angeschlossen ist. Hierzu werden die beiden gestrichelt dargestellten Verbindungsleitung zur Kaltwassertrasse genutzt.

Die DSKM ist als zweistufige Kältemaschine ausgeführt. Zwei Strahlpumpen (Ejektoren), zwei Flash-Verdampfer und zwei Mischkondensatoren bilden ihre Hauptkomponenten. Die Abwärme aus dem Prozess wird über einen externen Rückkühlkreis mit offenem Nasskühlturm abgeführt. Zur Evakuierung der Anlage dienen zwei Membranvakuumpumpen inklusive einem zusätzlichen Ejektor zur Aufkonzentration der Leckluft in einem kleinen Behälter, der ebenfalls als Mischkondensator ausgeführt und den Vakuumpumpen vorgeschaltet ist. Als Treib- und Kältemittel wird in der Demonstrationsanlage Wasser eingesetzt. Die DSKM ist als „offener Prozess“ ohne hydraulische Trennung zwischen Solarfeld, DSKM und Kaltwassertrasse ausgeführt. Das im Verdampfer erzeugte Kaltwasser wird über die Kaltwassertrasse zur Klimatisierung des Laborgebäudes genutzt. Die Kaltwassertrasse führt in den Keller des Laborgebäudes und ist dort mit dem Latentkältespeicher und dem Versorgungsnetzwerk der HsK verbunden.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-11:
Vereinfachtes Verfahrensfließbild der Demonstrationsanlage



3.3 Solarfeld, Dampferzeugung und Latentwärmespeicher

Das Solarfeld ist auf dem Scheddach des Laborgebäudes installiert und besteht aus 16 parallel verschalteten Kollektorsträngen. Auf den einzelnen Dachabschnitten sind jeweils zwei Stränge parallel installiert. Ein Kollektorstrang besteht aus fünf in Reihe verschalteten Kollektoren. Die Aperturfläche des Solarfelds beträgt 360 m². Die Nennleistung von 200 kW_{th} wird bei einer Einstrahlung von 900 W/m² und einer Temperaturdifferenz zur Umgebung von 80 K erreicht.

Die Kollektoren stellen eine Sonderanfertigung der Firma Ritter dar. Die Maße entsprechen dabei dem CPC 45 STAR azzurro und die Leistungsdaten dem AQUA PLASMA 19/50. Die verwendeten Vakuumröhrenkollektoren „Aqua-Plasma" sind nach EN 12975 geprüft und mit dem europaweit anerkannten Label „Solar Keymark" durch DIN Certco zertifiziert. Die „AquaPlasma"-Röhren sind mit einer neuartigen Plasmabeschichtung versehen, die eine höhere Absorptionsrate und eine bessere Wetterbeständigkeit im Vergleich zu anderen handelsüblichen Beschichtungen erreicht. Hierbei wird in der Beschichtungsanlage mittels Plasmazündung eine Siliziumoxid-Gradientenschicht (SiOx) auf der Oberfläche der Vakuumröhre aufgebracht.

Grundsätzlich basieren die verwendeten Kollektoren auf dem im Jahr 2004 bei der Ritter Gruppe eingeführten AquaSystem. Im AquaSystem werden Vakuumröhrenkollektoren mit Wasser durchströmt. Auf glykolhaltiges Frostschutzmittel wird verzichtet. Die Verwendung von Wasser als Wärmeträger vereinfacht die Befüllung und den Betrieb von solaren Großanlagen und birgt das Potential, Verdampfungsvorgänge im Wärmeträgerkreis technisch zu nutzen. Der Kollektoraufbau ist in Abbildung 3-12 schematisch dargestellt.

Durch das Thermoskannen-Prinzip und die selektive Beschichtung auf der inneren Röhre sind die thermischen Verluste minimal. So werden Temperaturen im Stillstand bis 338 °C erreicht. Das Wärmeträgermedium fließt durch Edelstahlregister, die U-förmig in den Thermoskannen liegen. Sie sind umgeben von einem Wärmeleitprofil. Bei einem Röhrenbruch kann keine Flüssigkeit austreten. Die Röhre kann abgezogen und durch eine neue ersetzt werden.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-12: Schematische Darstellung eines CPC-VRK der Firma Ritter [Ritter 2012]

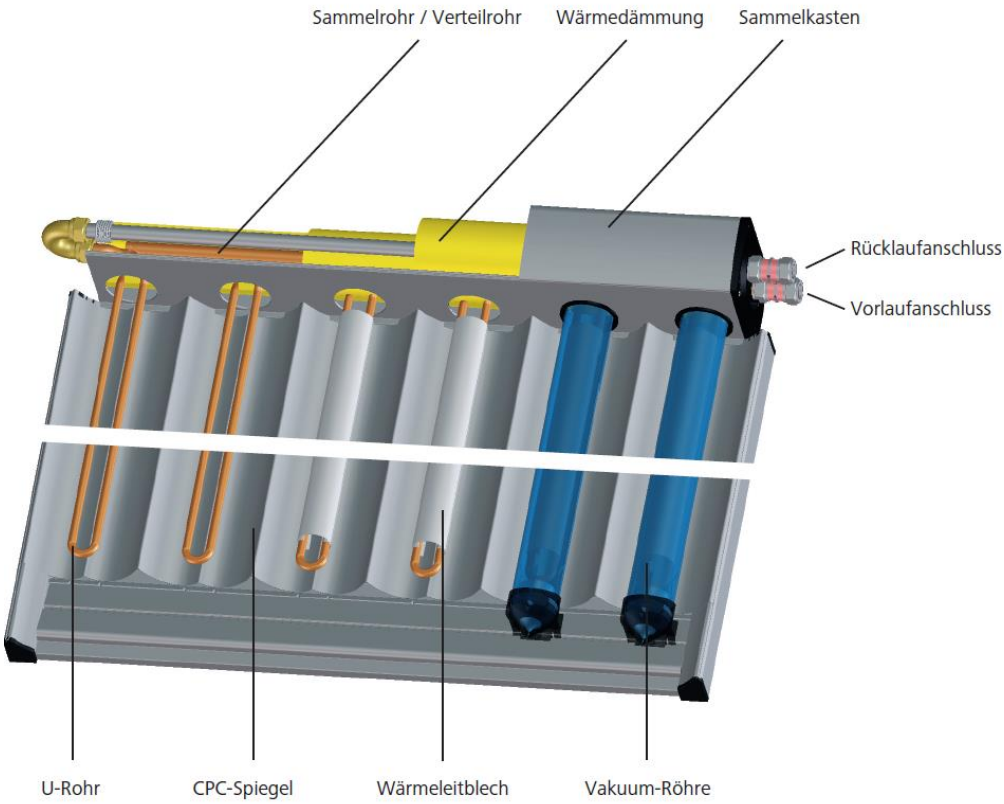


Abbildung 3-13 zeigt eine Fotographie des Solarfelds auf dem Scheddach des Laborgebäudes. Aufgrund der baulichen Gegebenheiten waren acht Einzelleitungen zu den einzelnen Kollektorteilfeldern erforderlich. Dadurch vergrößerten sich die Rohrleitungsverluste, sowohl hinsichtlich der Druck- als auch der Wärmeverluste.

Abbildung 3-13: Foto des Solarfelds

In Tabelle 3-4 sind die technischen Daten des Solarfelds aufgeführt.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 3-4: Technische Daten des Solarfelds

Solarfeld		
Beschreibung	**Wert/Bezeichnung**	**Einheit**
Kollektortyp	CPC-VRK	-
Hersteller	Ritter	-
Modellbezeichnung	Sonderanfertigung	-
Aperturfläche Solarfeld	360	m²
Anzahl Kollektorstränge	16	Stck.
Kollektormodule je Strang	5	Stck.
Kollektormodule gesamt	80	Stck.
Rastermaß (Länge x Breite x Höhe)	2,03 x 2,42 x 0,12	m
Anzahl der Vakuumröhren je Modul	21	Stck.
Bruttofläche je Modul	4,9	m²
Aperturfläche je Modul	4,5	m²
Wasserinhalt	4,1	l
η_0 (Apertur), DIN 4757-4	68,8	%
a_1 mit Wind, bez. auf Apertur	0,583	W/(m²·K)
a_2 mit Wind, bez. auf Apertur	0,003	W/(m²·K)
Zulässiger Betriebsüberdruck Kollektor	10	bar
Stillstandstemperatur Kollektor	338	°C
Wärmeträgermedium	Wasser	-

Abbildung 3-14 zeigt den Wirkungsgrad des Solarfelds in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C. Diese Kennlinien werden mit Gl. 3-1 berechnet. Neben der Kollektortemperatur ϑ_K und Umgebungstemperatur ϑ_U in Grad Celsius sowie der Solarstrahlung $\dot{I}$, werden die Kennlinien durch einen Parameter und zwei Kennlinienkoeffizienten bestimmt: der Parameter η_0 als optischer Wirkungsgrad des Solarkollektors und die beiden Koeffizienten a_1 sowie a_2 zur Berücksichtigung von Wärmeverlusten.

$$\eta_{SK} = \eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)}{\dot{I}} - a_2 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)^2}{\dot{I}} \qquad \text{Gl. 3-1}$$

© Fraunhofer UMSICHT

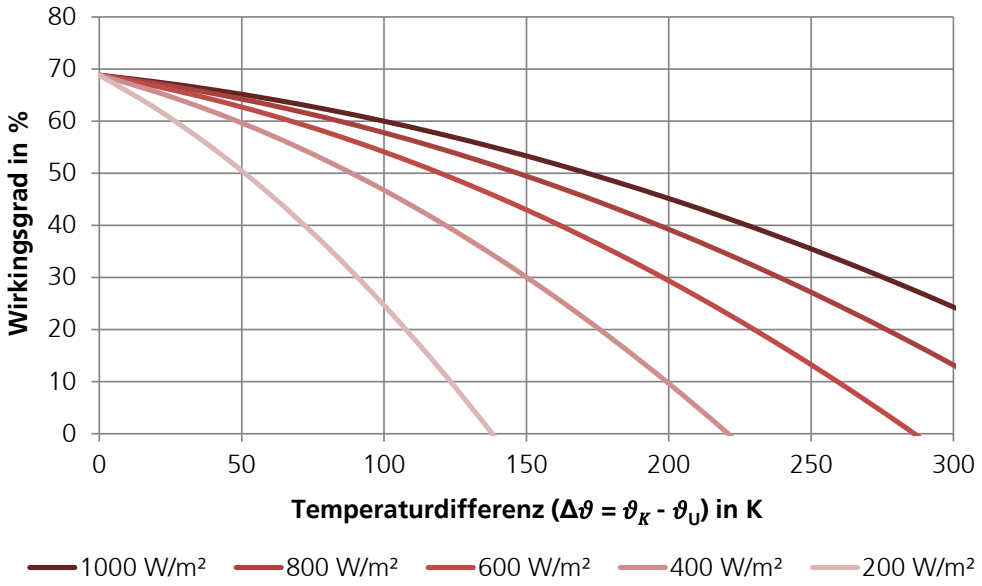


Abbildung 3-14: Wirkungsgrad des Solarfelds in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C

Das Kollektorfeld ist über eine Rohrleitungstrasse an den Container angebunden. Die Rohrleitungen des Solarfelds sowie der Kaltwassertrasse sind durch das Containerdach geführt. Abbildung 3-15 zeigt eine Fotographie der Rohrbrücke über der Durchfahrt zwischen Gebäude LB und Container. Ferner ist das offene Rückkühlwerk auf dem Dach des Containers erkennbar, welches zur Wärmeabfuhr aus dem Kälteprozess dient.

Abbildung 3-15: Fotographie der Rohrbrücke über der Durchfahrt zwischen Gebäude und Container

Im Container ist das Solarfeld an die Dampftrommel angebunden, Abbildung 3-16 zeigt eine isometrische Darstellung. Ferner sind der Latentwärmespeichers sowie die DSKM dargestellt. Die Dampftrommel befindet sich mittig zwischen den zwei Einheiten des Latentwärmespeichers. Rechts im Bild sind zudem die Verdampfer und die Ejektoren der DSKM zu erkennen.

© Fraunhofer UMSICHT

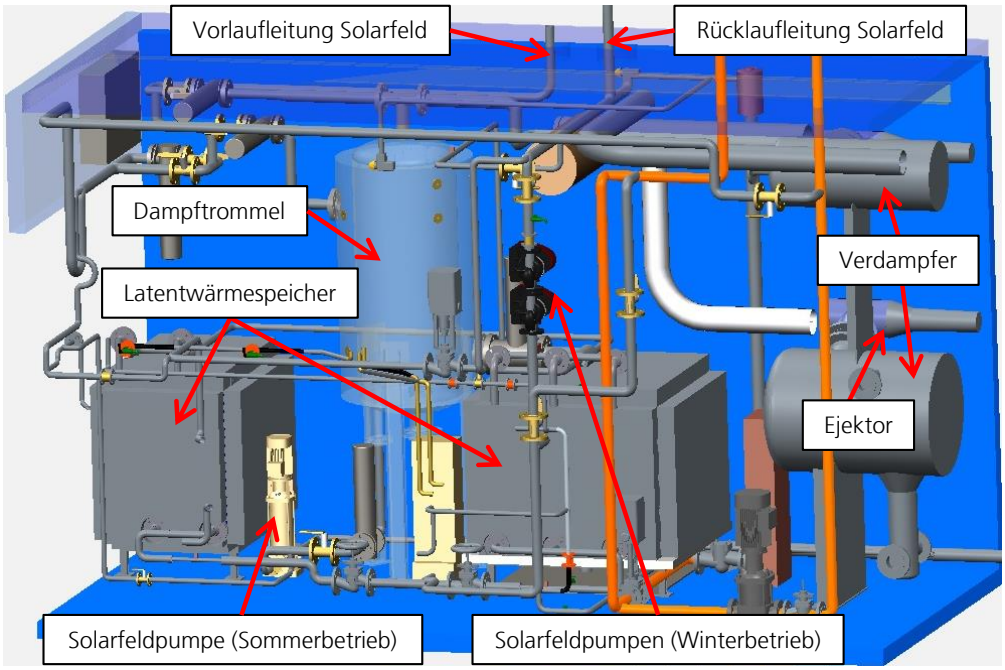
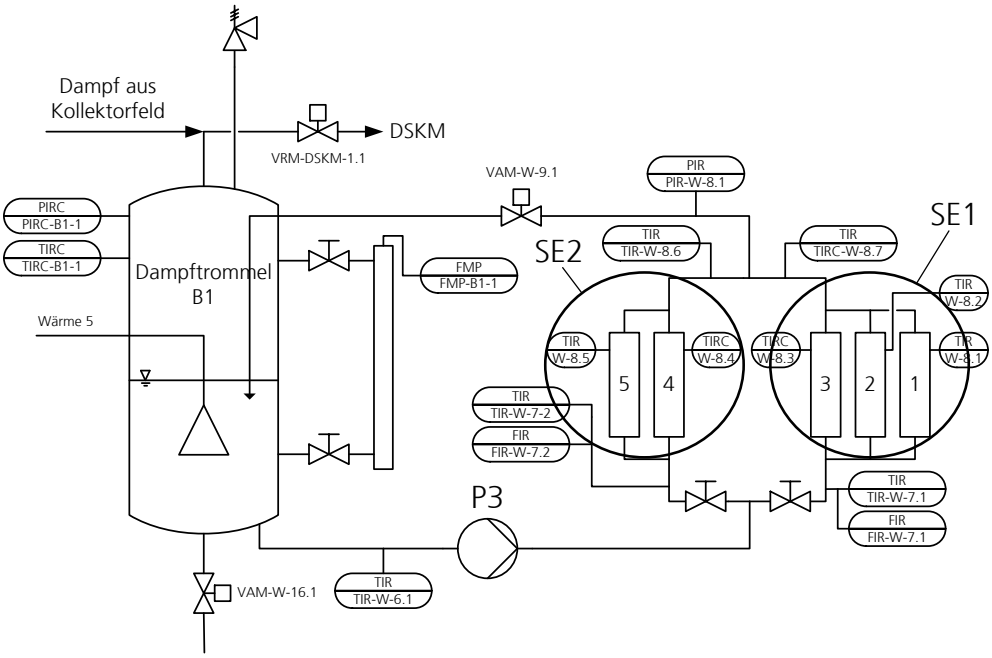


Abbildung 3-16: Isometrische Darstellung der Dampftrommel und des Latentwärmespeichers

Abbildung 3-17 zeigt einen Ausschnitt des Verfahrensschemas der BG Dampferzeugung. Es ist die Dampftrommel inklusive Messtechnik sowie die Anbindung des Latentwärmespeichers an die Dampftrommel zu erkennen. Der vom Solarfeld erzeugte Dampf strömt je nach Betriebssituation entweder im unteren Bereich in die flüssige Phase (Leitung Wärme 5) oder von oben in die Dampftrommel ein. Zur gleichmäßigen Verteilung des Dampfes in der flüssigen Phase ist ein Diffusor an dem Einlassstutzen im unteren Bereich der Dampftrommel platziert. Im oberen Bereich der Dampftrommel ist vor dem Sattdampfstutzen ein Demister angebracht, welcher Flüssigkeitströpfchen des ausströmenden Dampfes abscheidet. Die Dampftrommel hat ein Volumen von 450 l. Der Füllstand der Dampftrommel wird im Modus Dampferzeugung mittels eines Füllstandsradars vom Typ Levelflex FMP54 der Firma Endress + Hauser ermittelt. Dieses ist in einer separaten Messflasche neben der Dampftrommel installiert.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-17: Ausschnitt des Verfahrensschemas der BG Dampferzeugung



In Tabelle 3-5 sind die technischen Daten der Dampftrommel aufgeführt.

Tabelle 3-5: Technische Daten der Dampftrommel

Dampftrommel		
Beschreibung	**Wert/Bezeichnung**	**Einheit**
Hersteller	Gestra Flowserve	-
Modellbezeichnung	Heißdampfkühler KD 13 (Sonderanfertigung)	-
Volumen	450	l
Zulässiger Betriebsdruck	5,5(ü)	bar
Min. zulässige Betriebstemperatur	-10	°C
Max. zulässige Betriebstemperatur	300	°C
Äußerer Durchmesser	0,6	m
Bauhöhe	2,9	m
Min Füllstand (Dampferzeugung)	20	%
Max Füllstand (Dampferzeugung)	80	%

Der Latentwärmespeicher wird über eine Pumpe mit Heißwasser aus der Dampftrommel beladen (siehe Abbildung 3-17). Die in der Demonstrationsanlage verwendeten Latentwärmespeichermodule bestehen aus Behältern, die mit Aluminium-Lamellenwärmeübertragern (LWÜ) bestückt sind. Die obere Seite der Behälter kann mittels eines abnehmbaren Deckels verschlossen werden. Die Hohlräume sind mit ca. 500 kg Polyethylen (PE) in Pulverform, welches als Phasenwechselmaterial (PCM) fungiert, verfüllt. Polyethylen bietet sich für diesen Anwendungsfall aufgrund der relativ hohen Schmelzenthalpie, des idealen Pha-

© Fraunhofer UMSICHT

senwechseltemperaturbereichs von ca. 125 - 135 °C, die gute Handhabbarkeit und die thermische Stabilität an. Die Speicherkapazität des LWSP beträgt ca. 27 kWh. Durch die Verwendung von Lamellenwärmeübertragern kann eine hohe Be- und Entladeleistung erreicht werden. Das verwendete GHR 8110 besitzt eine Schmelztemperatur von 125 – 135 °C und eine Erstarrungstemperatur von 120 – 130 °C. Die Schmelzenthalpie beträgt 192 kJ/kg.

Im erstarrten Zustand sind die PE-Füllung und die Oberkante der Lamellen deckungsgleich. Die Blechummantelung übersteigt im oberen Bereich die Lamellenhöhe. Dadurch entsteht ein Hohlraum zum Volumenausgleich des aufschmelzenden Speichermaterials. Die Prozessanschlüsse (Wasser bzw. Dampf) sind in der Weise ausgeführt, dass beim Beladen das Fluid am unteren Sammler in den LWÜ eintritt und am oberen Sammler austritt. Bei der Entladung des LWSP muss zwischen zwei Betriebszuständen unterschieden werden.

Fall A: Temperatur des LWSP unterhalb der Siedetemperatur bei vorliegendem Anlagendruck

Die Entladung des Speichers erfolgt kontrolliert mittels der Pumpe P3.

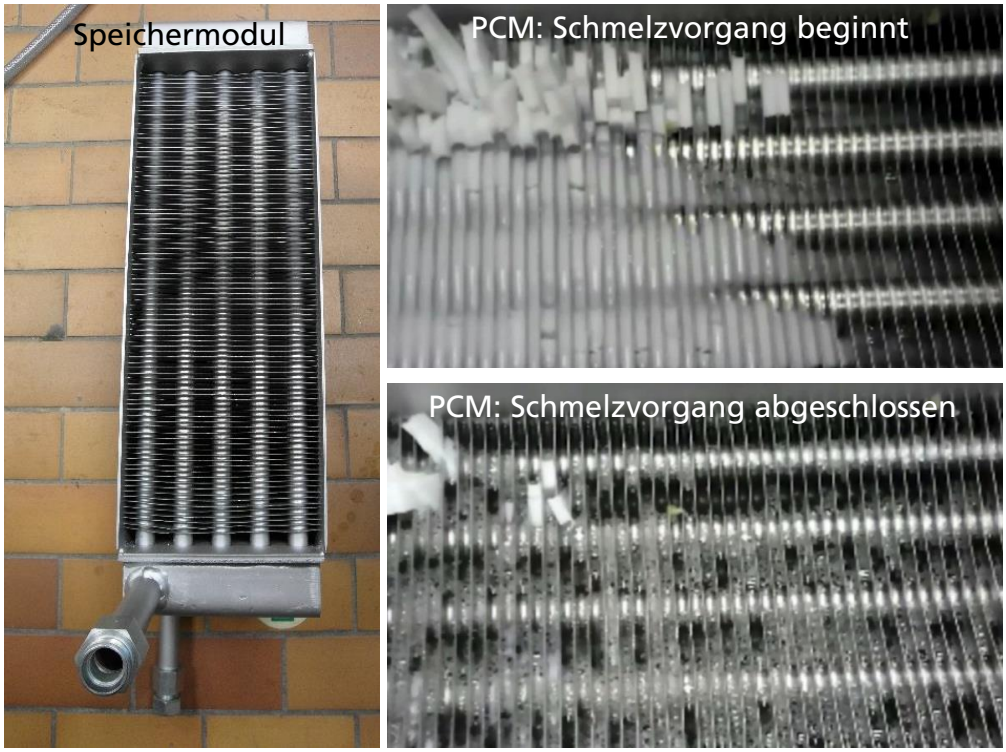
Fall B: Temperatur der Dampftrommel sinkt auf die Siedetemperatur bei vorliegendem Anlagendrucke

Das im Speicher befindliche Wasser beginnt zu sieden und die Entladung des Speichers erfolgt unkontrolliert. Der Dichteunterschied des Wassers von flüssig zu dampfförmig wird genutzt, um den Dampf über den oberen Sammler zurück in die Dampftrommel zu leiten.

Abbildung 3-18 zeigt verschiedene Fotographien eines Speichermoduls. Links ist das Speichermodul im Auslieferungszustand ohne PE-Füllung abgebildet. Die beiden Bilder auf der rechten Seite zeigen das Speichermodul im befüllten Zustand nach dem Einbau in die Versuchsanlage. Das obere Bild zeigt den Beginn des Schmelzvorgangs. Im unteren Bild ist der Schmelzvorgang nahezu komplett abgeschlossen.

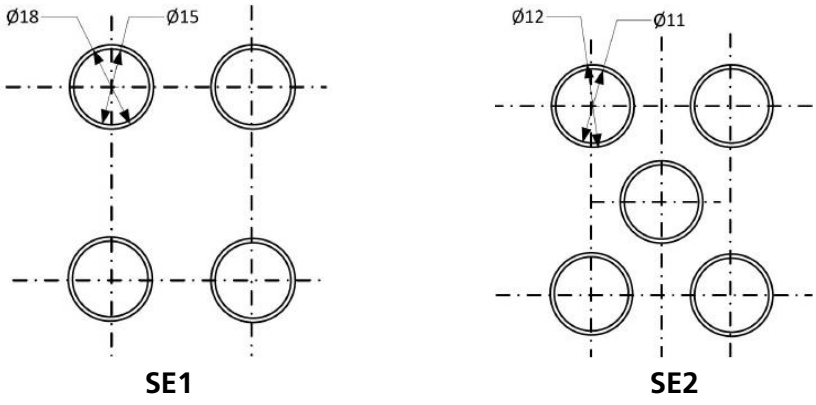
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-18: Fotografien des Latentwärmespeichers



Innerhalb der Demonstrationsanlage sind fünf Latentwärmespeichermodule verbaut, welche in zwei Einheiten unterteilt sind. Die Latentwärmespeichermodule 1 bis 3 wurden zur Speichereinheit 1 (SE1) und die Latentwärmespeichermodule 4 und 5 zur Speichereinheit 2 (SE2) zusammengefasst. Baulich unterscheiden sich die zwei Einheiten durch die Anordnung der Rohre innerhalb der Lamellenwärmeübertrager (siehe Abbildung 3-19). Die SE1 mit einer fluchtenden Rohranordnung wurde jeweils mit ca. 90 kg Polyethylen (PE) pro Modul und die SE2 mit einer versetzten Rohranordnung mit 110 kg PE befüllt.

Abbildung 3-19: Rohranordnung der verwendeten Lamellenwärmeüberträger. Links: Fluchtend; Rechts: Versetzt.



In Tabelle 3-6 sind die technischen Daten des LWSP aufgeführt.

© Fraunhofer UMSICHT

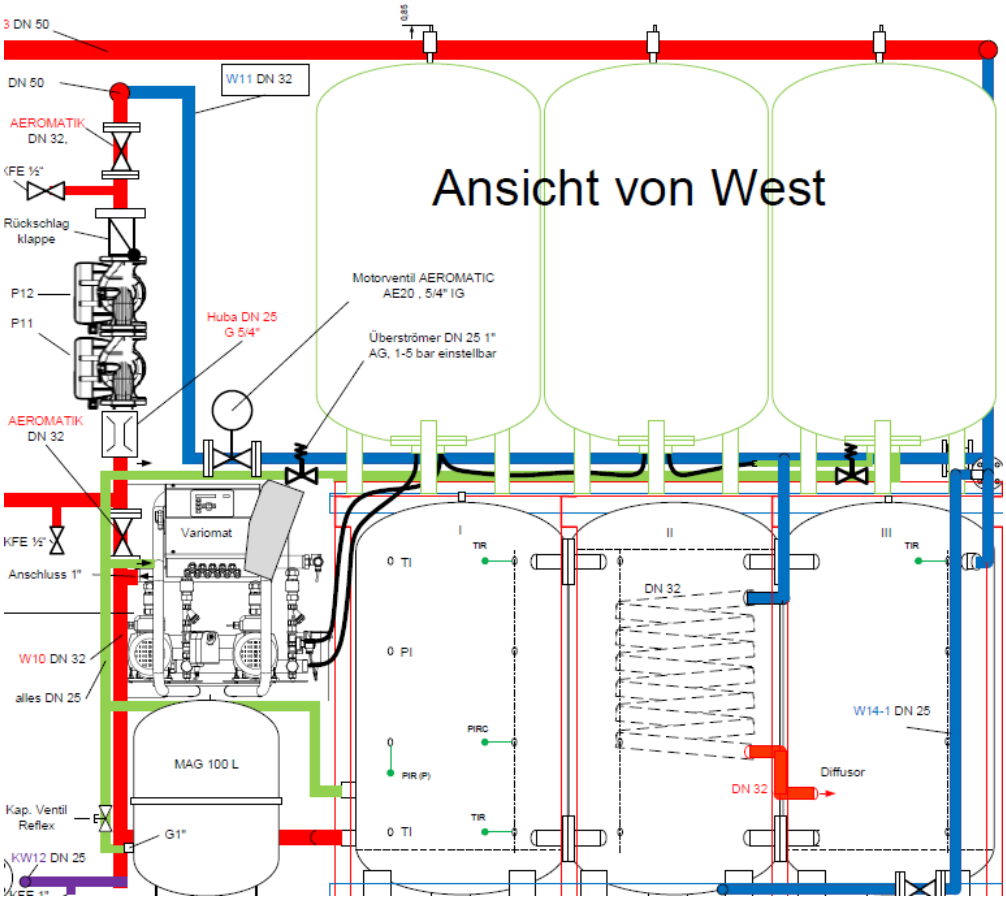
Tabelle 3-6: Technische Daten des Latentwärmespeichers

Latentwärmespeicher			
Beschreibung	**Wert/Bezeichnung**		**Einheit**
	SE1	**SE2**	
Anzahl Speichermodule	5		Stck.
Abmaße des Wärmeübertragers von (L x B x H)	970 x 350 x 860	970 x 350 x 850	mm
Rohraußendurchmesser	18	12	mm
Wasserseitiges Volumen	41	18	l
Anzahl der Rohre	240	185	Stck.
Blechstärke der Lamellen	0,32	0,32	mm
Lamellenabstand	5	5	mm
Speichermaterial (PCM)	Polyethylen (PE-8110) in Pulverform		-
Gesamtmasse an PE	500		kg
Schmelzenthalpie	192		kJ/kg
Speicherkapazität	30		kWh
Phasenübergangstemperatur (fest-flüssig)	125 – 135		°C
Phasenübergangstemperatur (flüssig-fest)	130 – 120		°C

Gegenüber von Dampftrommel und Latentwärmespeicher, auf der östlichen Seite des Containers, sind drei Pufferbehälter mit einem Gesamtvolumen von ca. 1.500 l sowie eine aktive Druckhaltestation mit drei Ausdehnungsbehältern vom Typ Reflex Variomat installiert. Abbildung 3-20 zeigt eine technische Zeichnung der Pufferbehälter sowie der Druckhaltestation. Aus Platzgründen sind die Ausdehnungsgefäße auf einem Gestell oberhalb der Pufferbehälter montiert. Die Pufferbehälter übernehmen eine Sicherungsfunktion und dienen im Dampfbetrieb zur Aufnahme überschüssiger Energie. Wenn der vom Kollektorfeld erzeugte Dampf im Störfall nicht durch die Kältemaschine genutzt werden kann und gleichzeitig die Dampftrommel sowie der Latentwärmespeicher bereits voll beladen sind, wird der Dampf in die Pufferbehälter geleitet und kondensiert dort. Die Pufferbehälter sind parallel über Flanschverbindungen unten und oben verschaltet. Der mittlere Behälter verfügt zudem über einen Glattrohrwärmetauscher durch welchen der Dampf einströmt. Damit lässt sich zum einen die Wärme von oben einschichten, gleichzeitig wird dadurch vermieden, dass sich eine Dampfblase oben im Puffer ausbilden kann. Sollte bei großen eintretenden Dampfmengen der WT zur vollständigen Kondensation nicht ausreichen, so dient ein nachgeschaltetes Diffusorrohr zur Verringerung der Geräuschbildung.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-20:
Pufferbehälter und
Druckhaltestation



Die Druckhaltestation besteht aus drei Ausdehnungsgefäßen mit einem Nennvolumen von jeweils 500 l, zwei Pumpen für die Rückspeisung und zwei Überströmventilen (Motorkugelhähne). Der Füllstand der Ausdehnungsgefäße wird mit Hilfe einer Wägezelle bestimmt. Zudem ist ein kleines Membranausdehnungsgefäß mit einem Volumen von 100 l installiert. Die Steuereinheit der Druckhaltestation steuert sowohl die zwei Pumpen für die Rückspeisung als auch die zwei Überströmventile. Die integrierte Regelung der Reflex Steuereinheit wurde individuell auf die Bedürfnisse der Demonstrationsanlage angepasst, sodass die Druckhaltestation im Dampfbetrieb nur beim Unterschreiten eines vorgegebenen Minimaldrucks bzw. beim Überschreiten eines vorgegebenen Maximaldrucks eingreift. In Tabelle 3-7 sind die technischen Daten der Druckhaltestation aufgeführt.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 3-7: Technische Daten der Druckhaltestation

Druckhaltestation		
Beschreibung	**Wert/Bezeichnung**	**Einheit**
Typ	Reflex Variomat	-
Anzahl Ausdehnungsbehälter	3	Stck.
Volumen Ausdehnungsbehälter	500	l
Zulässige Betriebstemperatur Vorschaltgefäße/Pufferspeicher	95	°C
Zulässiger Betriebsdruck Vorschaltgefäße/Pufferspeicher	6	bar

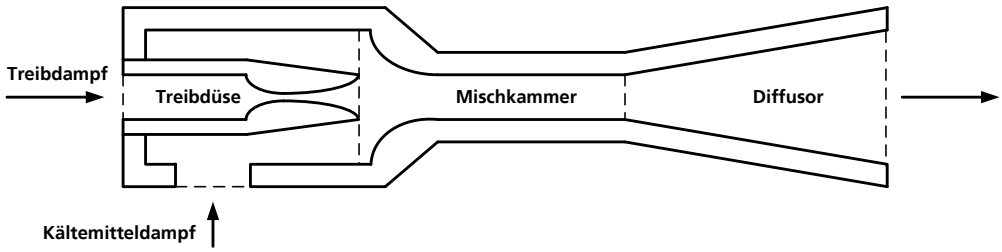
3.4 Dampfstrahlkältemaschine

Die Dampfstrahlkältemaschine ist eine Kaltdampfkältemaschine, die mit einem Wärmestrom als „Antriebsenergie“ betrieben wird. Bei einer Kaltdampfkältemaschine wird Kältemittel bei niedrigem Druck und Temperatur unter Wärmeaufnahme verdampft, mittels Kompressor auf ein höheres Druckniveau gebracht und unter Wärmeabgabe an die Umgebung in einem Kondensator wieder verflüssigt. Die Wärmeaufnahme im Verdampfer stellt die Kälteleistung der Kältemaschine dar.

Kernkomponente der DSKM ist der Strahlverdichter. Dieser fördert das dampfförmige Kältemittel aus dem Verdampfer in den Kondensator. Der so am Verdampfer erzeugte Unterdruck führt zu einer Phasenumwandlung des Kältemittels vom flüssigen in den dampfförmigen Aggregatzustand. Die für die Verdampfung des Kältemittels notwendige Verdampfungswärme stellt die Nutzkälte des Prozesses dar. Der Strahlverdichter benötigt zum Betrieb einen Treibdampf, der mittels Wärmeenergie erzeugt wird. In Abbildung 3-21 ist ein Dampfstrahlverdichter schematisch dargestellt. Dessen Hauptkomponenten sind die Treibdüse, die Mischkammer und der Diffusor. Im Dampfstrahlverdichter findet eine Expansion des Treibdampfes über die Treibdüse statt. Dabei geht die Expansion des Treibdampfes mit einer großen Geschwindigkeitszunahme des Treibdampfs einher. In der Mischkammer trifft der Treibdampf auf den Kältemitteldampf, welcher vom Treibdampfstrom über Impulsaustausch mitgerissen wird. In einem nachgeschalteten Diffusor wird die kinetische Energie des Mischdampfstroms stufenweise in potentielle Energie beziehungsweise in Druck umgewandelt. Da sich Treib- und Kältemitteldampf im Dampfstrahlverdichter mischen, wird häufig der gleiche Stoff eingesetzt. Beide Dampfströme werden in einem nachgeschalteten Kondensator verflüssigt. Der im Kondensator vorliegende Druck stellt den Gegendruck des Dampfstrahlverdichters dar. Der Druck im Kondensator ist von der Kühlwassertemperatur abhängig. Sinkt die Temperatur des Kühlwassers, so verringert sich auch der Kondensationsdruck. Demzufolge muss der Dampfstrahlverdichter geringer verdichten und der benötigte Treibdampfdruck und sowie der Treibdampfverbrauch sinken. Dies führt zur Verbesserung des Wärmeverhältnisses.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-21: Schematische Darstellung eines Dampfstrahlverdichters



Wie bereits in Kapitel 3.1 erwähnt, ist der Kälteprozess der Demonstrationsanlage 2-stufig mit jeweils zwei Strahlverdichtern, zwei Flash-Verdampfern und zwei Mischkondensatoren ausgeführt. Die Strahlverdichter sind für einen Nenn-Treibdampfdruck p_{Tr} von $1{,}95\ bar\ (abs)$, einen Verdampferdruck p_0 von $0{,}0112\ bar\ (abs)$ der Stufe 1 bzw. $0{,}0093\ bar\ (abs)$ der Stufe 2 und Kondensatordruck p_K von $0{,}046\ bar\ (abs)$ der Stufe 1 bzw. $0{,}052\ bar\ (abs)$ der Stufe 2 ausgelegt. Zwei Membranvakuumpumpen dienen zur Evakuierung des Kälteprozesses. Die 2-stufige DSKM erreicht eine Kälteleistung $\dot{Q}_0$ von ca. 82,3 kW bei einer Kaltwassertemperatur von 6 °C und eine Kälteleistung von ca. 115,2 kW bei einer Kaltwassertemperatur von 12 °C. Als Treib- und Kältemittel wird in der Demonstrationsanlage Wasser eingesetzt. Die DSKM ist als „offener Prozess" ohne hydraulische Trennung zwischen Solarfeld, DSKM und Kaltwassertrasse ausgeführt.

Abbildung 3-22 zeigt eine Foto der DSKM. Oben rechts im Bild ist der Kondensator von Stufe 2 und unten rechts von Stufe 1 zu erkennen.

Abbildung 3-22: Foto der DSKM

© Fraunhofer UMSICHT

Die in den Mischkondensatoren anfallende Abwärme wird über ein Rückkühlwerk, welches aus einem offenen Nasskühlturm besteht und eine Nennkühlleistung von 366 kW besitzt, abgeführt. Dieses Rückkühlwerk ist hydraulisch von dem Kälteprozess getrennt. Das im Kondensator anfallende Kondensat wird anschließend mit Hilfe einer Speisepumpe als Speisewasser in das Solarfeld rückgespeist und über ein Drosselventil dem Verdampfer als Kältemittel wieder zugeführt (siehe Abbildung 3-11).

Die technischen Daten der DSKM sind in Tabelle 3-8 und die technischen Daten des Rückkühlwerks in Tabelle 3-9 aufgeführt.

Tabelle 3-8: Technische Daten der DSKM

DSKM			
Beschreibung	**Wert**		**Einheit**
Stufenanzahl	2		Stck.
Kaltwassertemperatur Vorlauf/Rücklauf	6/12	12/18	°C
Kaltwasservolumenstrom	11,5	16,1	m³/h
Brutto Kälteleistung	82,3	115,2	kW
Treibdampfdruck	2		bar (abs)
Treibdampftemperatur	121		°C
Treibdampfbedarf	221		kg/h
Kühlwassertemperatur Vorlauf/Rücklauf	32/27		°C
Kühlwasservolumenstrom	44,4		m³/h

Tabelle 3-9: Technische Daten des RKW

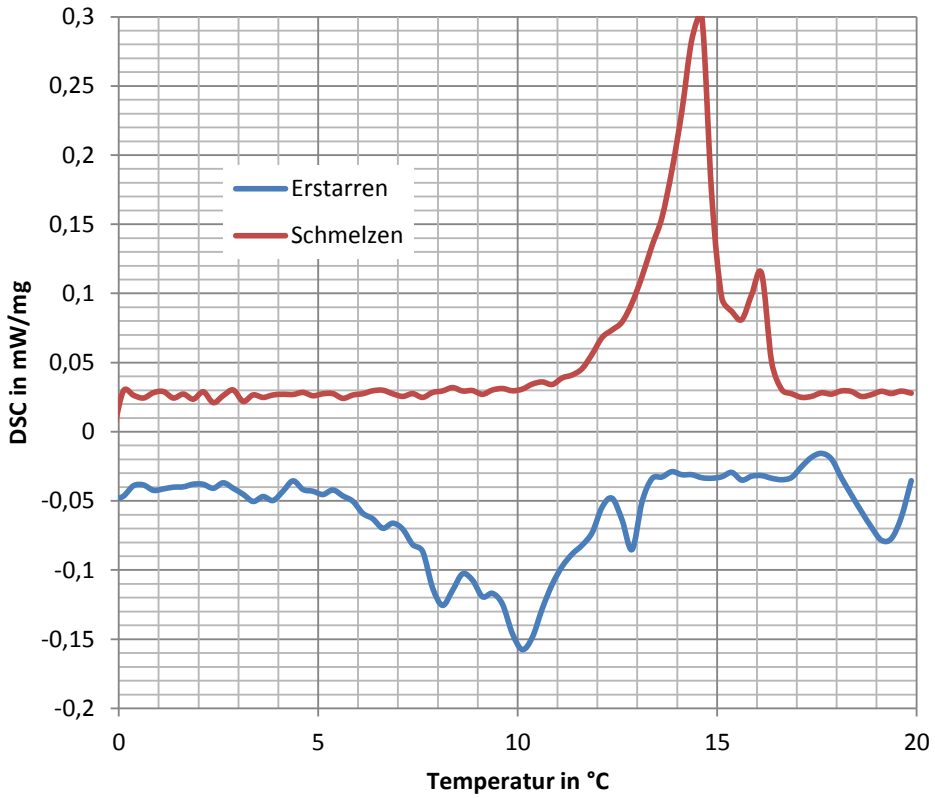
RKW		
Beschreibung	**Wert/Bezeichnung**	**Einheit**
Kühlturmtyp	offener Kühlturm	-
Hersteller	Axima Refrigeration	-
Modellbezeichnung	EWK 450/06	-
Rückkühlleistung	366	kW_{th}
Volumenstrom Rückkühlwasser	52,6	m³/h
Vordruck Düse	0,5	bar
Austrittstemperatur Rückkühlwasser	25	°C
Feuchtkugeltemperatur	21	°C
elektrische Anschlussleistung Gebläse	4	kW_{el}
Gebläse	geregelt mit FU	-

© Fraunhofer UMSICHT

3.5 Latentkältespeicher

Kaltwasserseitig ist zur Anpassung von Kälteangebot und Kältenachfrage ein Latentkältespeicher in die Anlage integriert worden. Der Latentkältespeicher (LKSP) besteht aus einem Stahltank mit einem Fassungsvermögen von 1,3 m^3, der mit einem Phase Change Slurry (PCS) befüllt ist. Das PCS hat einen Paraffingehalt von 30 % und ist eine Mischung aus zwei Alkanen. In Abbildung 3-23 ist eine DSC-Messung (Differentialthermoanalyse) des verwendeten PCS dargestellt. Anhand der Abbildung ist zu erkennen, dass der Phasenwechselbereich des PCS bei der Beladung etwa zwischen 6 und 13 °C und der Phasenwechselbereich bei der Entladung zwischen 12 und 16 °C liegen. Die Abweichung zwischen Schmelz- und Erstarrungstemperatur ist auf einen Unterkühlungseffekt des Paraffins zurückzuführen (Hysterese). Die Schmelzwärme bzw. Erstarrungswärme beträgt ca. 55 kJ/kg. Die Speicherkapazität des LKSP beträgt etwa 25 kWh; im Vergleich zu Wasser kann somit die 2 – 3 fache Menge Wärme bzw. Kälte bei gleichem Volumen gespeichert werden.

Abbildung 3-23: DSC-Messung des verwendeten PCS



Der LKSP ist in der Demonstrationsanlage in Karlsruhe hydraulisch von der Kaltwassertrasse getrennt und wird mittels eines Wärmeübertragers be- und entladen. Somit wird die Dispersion ausschließlich als Speichermedium und nicht als Wärmeträgermedium in der Kaltwassertrasse eingesetzt. Der Einsatz von PCS im Verdampfer der DSKM ist nicht möglich, da das PCS in einer Vakuumatmosphäre zur Schaumbildung neigt und nicht ausgeschlossen werden kann, dass Paraffin in anderen Anlagenteilen gelangt (siehe Kapitel 5.3).

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-24 zeigt ein Foto des Latentkältespeichers im Keller des Laborgebäudes. Der Speicher inklusive Rohrleitungsbau und Wärmetauscher ist in einer Auffangwanne aufgestellt, welche im Falle einer Leckage austretendes PCS auffängt. Rechts im Bild ist der Heizungsverteiler der HsK zu erkennen.

Abbildung 3-24:
Foto des Latentkältespeichers

Wie aus dem Verfahrensschema in Abbildung 3-11 hervorgeht, wurde die Pumpe im Speicherkreis so eingebaut, dass diese das PCS am oberen Stutzen des Kältespeichers entnimmt und über den Wärmeübertrager WT4, welcher mit der Kaltwassertrasse verbunden ist, fördert. Der Speicherbehälter wurde bei der Inbetriebnahme komplett befüllt.

Am Hochpunkt des Speichers ist die Druckhaltung für den Speicherkreis über eine Kupferrohleitung angeschlossen. Üblicherweise werden Membranausdehnungsgefäße (MAG) zur Druckhaltung und Volumenkompensation bei Temperaturschwankungen in Versorgungssystemen eingesetzt. Dies ist bei Einsatz von ölhaltigen Medien, wie es bei dem auf Paraffin basierenden PCS der Fall ist, nicht möglich. Der Grund hierfür ist, dass Membranen in Membranausdehnungsgefäßen in der Regel aus dem Werkstoff Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) gefertigt sind, welcher bei Kontakt mit ölhaltigen Medien aufquillt. Da die Recherche nach MAG mit anderen Membranen, beispielsweise aus dem Werkstoff Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) nicht erfolgreich war, wurde als Ausdehnungsgefäß ein einfacher Stahlbehälter ohne Membran eingesetzt. Der Behälter weist ein Fassungsvermögen von 350 l und muss sowohl das temperaturbedingte Ausdehnungsvolumen des Wassers und des Paraffins aufnehmen, als auch die Volumenänderung des Paraffins beim Phasenwechsel zwischen flüssig und fest. Der Behälter wurde so dimensioniert, dass ein Druck

© Fraunhofer UMSICHT

im Speicherkreis von 1,5 bar nicht überschritten wird. Nach der Befüllung des Speicherkreises herrschte ein Anlagendruck von 1,0 bar. Bedingt durch den geringen zulässigen bzw. festgelegten Maximaldruck von 1,5 bar baut des AG recht groß. Bei Volumenausdehnung strömt das PCS in den unteren Bereich des Ausdehnungsgefäßes (AG) ein. Abbildung 3-25 zeigt ein Foto des Speicherbehälters und der Druckhaltung.

Abbildung 3-25: Foto der Druckhaltung des Latentkältespeichers

In Tabelle 3-10 sind die technischen Daten des Latentkältespeichers zusammengefasst.

Tabelle 3-10: Technische Daten des Latentkältespeichers

Latentkältespeicher		
Beschreibung	**Wert**	**Einheit**
Speichervolumen	1,3	m³
Paraffinanteil	30	%
Schmelzwärme PCS	55	kJ/kg
Wärmekapazität PCS	3,5	kJ/(kg·K)
Phasenwechselbereich Beladung	7 – 12	°C
Phasenwechselbereich Entladung	12 – 16	°C
Speicherkapazität	20	kWh

© Fraunhofer UMSICHT

3.6 Steuer- und Regelungskonzept

3.6.1 Allgemeines

Die Gesamtanlage unterscheidet zwischen den Betriebsmodi Winterbetrieb und Sommerbetrieb. Im Winterbetrieb wird das Solarkollektorfeld zur Heizungsunterstützung der Hochschule Karlsruhe genutzt. Das Solarkollektorfeld ist dann über die eigentliche Kaltwassertrasse mit dem Wärmeversorgungsanschluss der HsK verbunden. Im Winterbetrieb erfolgt die Regelung des Solarfelds durch einen Solarregler der Firma Ritter, die DSKM ist dann außer Betrieb. Im Folgenden wird ausschließlich der Sommerbetrieb beschrieben.

Im Sommerbetrieb wird das Solarkollektorfeld zur Dampferzeugung genutzt, welches wiederum zum Antrieb der DSKM dient. Dieselbe Trasse wird dann von der DSKM zur Kälteversorgung mittels Kaltwasser verwendet. Die gesamte Anlage wird mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) der Firma Siemens vom Typ Simatic S7 gesteuert, welche gleichzeitig eine Prozessvisualisierung ermöglicht. Ferner werden über die SPS die Messdaten aufgezeichnet.

Es besteht die Möglichkeit über einen Auswahlschalter die Anlage im Automatikmodus oder per Handsteuerung zu betreiben. Im Automatikmodus läuft die Anlage vollautomatisiert. Im Modus Handsteuerung können die einzelnen Aktoren der Anlage von Hand gesteuert werden. Aufgrund der Komplexität der Anlage bleiben jedoch wesentliche Sicherheitsfunktionen automatisiert und aktiv. Hierzu zählen beispielsweise der Trockenlaufschutz von Pumpen und die Notkühlfunktion der BG Dampferzeugung.

Die gesamte Anlage ist in sogenannte Baugruppen (BG) unterteilt. Eine Baugruppe bildet eine funktionale Einheit, die mit andere Baugruppen Informationen austauscht und zu- bzw. abgeschaltet werden kann. Beim Anfahren der Anlage im Sommerbetrieb werden nacheinander die einzelnen Baugruppen angefahren und deren Einsatzbereitschaft geprüft. Es wird unter anderem geprüft ob die Mindestfüllstände der DSKM, des Rückkühlwerks und der Dampferzeugung vorliegen und sich die DSKM in einer Vakuumatmosphäre befindet. Ist dies nicht der Fall, versucht die Anlage, die Sollfüllstände einzuregeln und senkt mittels der Vakuumpumpen den Druck in der DSKM auf den Sollwert. Sind alle Kriterien erfüllt und es liegen keine Störungen vor, geht die Anlage in Betrieb. Dafür versucht die Baugruppe Dampferzeugung zunächst ein Dampfpolster in der Dampftrommel aufzubauen. Ist das Dampfpolster aufgebaut und es liegt gleichzeitig eine Kälteanforderung vor, wird die DSKM zugeschaltet. Die von der DSKM bereitgestellte Kälte wird je nach Bedarf dem Gebäude zugeführt oder im Kältespeicher zwischengespeichert.

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden ausgewählte Teile des Regelungskonzepts vorgestellt. Dies beinhaltet die Beschreibung der Regelung der wesentlichen Aktoren der einzelnen Regelkreise der Demonstrationsanlage.

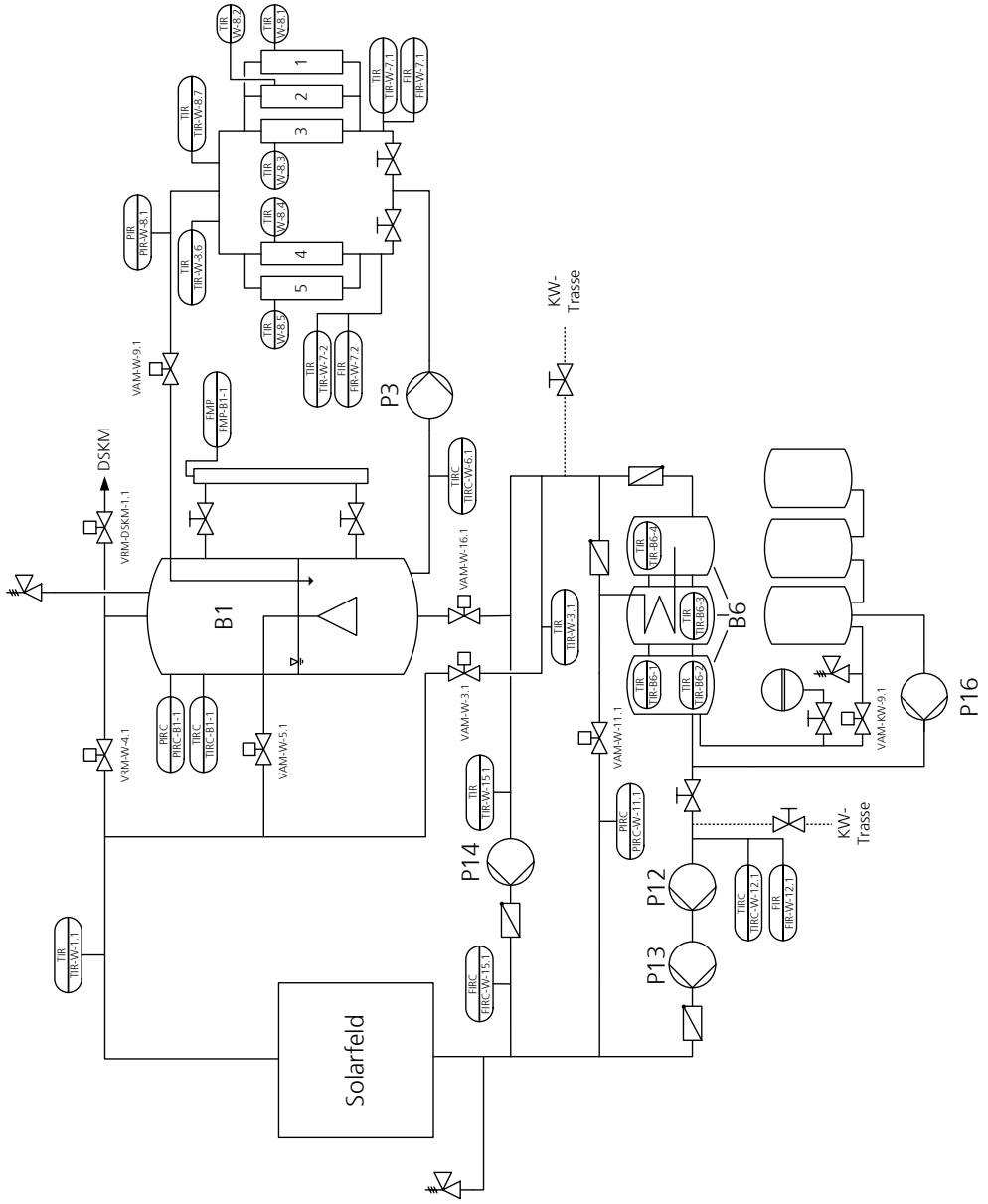
© Fraunhofer UMSICHT

Anmerkung: Einige der nachfolgend vorgestellten Soll- bzw. Grenzwerte sind parametrierbar und wurden während der Versuchsfahrten angepasst.

3.6.2 Dampferzeugung

Im Folgenden wird die Regelung bzw. Steuerung der BG Dampferzeugung vorgestellt. Das Verfahrensschema der BG Dampferzeugung ist in Abbildung 3-26 dargestellt.

Abbildung 3-26: Verfahrensschema BG Dampferzeugung



Betriebsmodus

Die Baugruppe Dampferzeugung unterscheidet zwischen den Betriebsmodi „Aufwärmung“ und „Dampferzeugung“. Der Betriebsmodus „Aufwärmung“ ist immer dann aktiv, solange kein Dampfpolster im Behälter B1 vorliegt. So-

© Fraunhofer UMSICHT

bald ein Dampfpolster im Behälter B1 aufgebaut wurde, wechselt der Betriebsmodus zu „Dampferzeugung". Der Füllstand im Behälter B1 wird mittels des Füllstandsradars FMP-B1-1 überwacht.

Aufwärmphase

Im Sommerbetrieb versucht die Baugruppe Dampferzeugung ein Dampfpolster in der Dampftrommel aufzubauen. Für die Aufwärmphase der BG Dampferzeugung wurden während des Versuchsbetriebs verschiedene Konzepte ausprobiert.

Konzept A: Zunächst werden am Morgen das Kollektorfluid sowie die Rohrleitungen vorgewärmt. Hierfür wird das noch flüssige Wasser mittels der Pumpe P14 im Kreis durch das Solarfeld und die Dampftrommel gefördert. Dabei sind die Ventile VAM-W-5.1 und VAM-W-16.1 geöffnet und die Ventile VRM-W-4.1 und VAM-W-3.1 geschlossen.

Konzept B: Die Pumpe P14 wird erst eingeschaltet, wenn sich ein Dampfpolster im Solarfeld aufgebaut hat.

Druckhaltung

In der Vorwärmphase befindet sich die Druckhaltestation im Modus „Druckregelung". Das bedeutet, dass die Druckhaltestation einen vorgegebenen Sollwert für den Druck der BG Dampferzeugung einregelt. Entsteht Dampf im Kollektorfeld wird demnach Flüssigkeit durch die Druckhaltestation aus der BG Dampferzeugung abgelassen, sodass der Anlagendruck konstant gehalten wird. Bei Aktivierung des Modus „Dampferzeugung", wechselt die Druckhaltestation vom Modus Druckhaltung in den Modus „Füllstandshaltung". Der Füllstand der Dampftrommel wird mittels des Füllstandsradars FMP-B1-1, welches in einer separaten Messflasche neben der Dampftrommel installiert ist, ermittelt. Der Referenzbereich für den Füllstand der Dampftrommel liegt im Modus „Dampferzeugung" zwischen 20 und 80 %. Bei einem Füllstand > 80 % wird Flüssigkeit abgelassen und bei einem Füllstand < 20% wieder in das System zurückgespeist. Des Weiteren greift die Druckhaltestation in beiden Betriebsmodi ein, wenn der vorgegebene Minimaldruck von 1,5 bar (abs) oder der Maximaldruck von 6,5 bar (abs) unter- bzw. überschritten wird.

Regelung der Solarfeldpumpe P14

Der Sollwert für den maximalen Volumenstrom der Solarfeldpumpe wurde für den vollautomatisierten Betrieb auf 300 l/h festgelegt. Dieser Wert leitet sich von dem maximal möglichen Volumenstrom, der unter Nennbetriebsbedingungen des Solarfelds verdampft werden kann, ab. In Tabelle 3-11 werden exemplarisch zwei Betriebszustände und der jeweils dazugehörige maximal mögliche Volumenstrom, der verdampft werden kann, vorgestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 3-11: Speisewasservolumenstrom in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen

Beschreibung	Wert/Bezeichnung		Einheit
	Fall A	Fall B	
Einstrahlungsleistung	1000	600	W/m²
Umgebungstemperatur	20		°C
Kollektorfläche	360		m²
Druck Solarfeld	4		bar
Kollektortemperatur	143,6		°C
Verdampfungsenthalpie Δhv	2133		kJ/kg
Kollektorwirkungsgrad	57,0	49,2	%
Leistung des Solarfelds	205,3	106,4	kW_{th}
Speisewasservolumenstrom, der verdampft werden kann	347,9	180,3	l/h

Im Folgenden wird der Regelalgorithmus der Pumpe P14 vorgestellt. Der Regelalgorithmus ist der funktionale Zusammenhang zwischen den Funktionen $\dot{V}_{soll1}$, $\dot{V}_{soll2}$, $\dot{V}_{SollAnRegler}$ nach Gl. 3-2.

$$V_{Soll,P14} = Max(\dot{V}_{soll1}; \dot{V}_{soll2};\ \dot{V}_{SollAnRegler}) \qquad \text{Gl. 3-2}$$

Die Funktion $\dot{V}_{soll1}$ stellt sicher, dass das Dampfpolster während des Betriebs nicht durch einen zu großen Volumenstrom der Solarfeldpumpe zusammenfällt, die Funktion $\dot{V}_{soll2}$ dient zur Vermeidung von Überdruck in der BG Dampferzeugung und die Funktion $\dot{V}_{SollAnRegler}$ dient als Kavitationsschutz.

Die Funktion $\dot{V}_{soll1}$ ist in Gl. 3-3 gegeben:

$$\dot{V}_{soll1} = Limiter\left(\dot{V}_{Max}, p_{Diff}, p_{Diff1}, p_{Diff2}\right) \qquad \text{Gl. 3-3}$$

mit den Parametern:

- $\dot{V}_{Max} = 300\ l/h$
- $p_{Diff1} = 6{,}0\ bar$
- $p_{Diff2} = 0{,}8\ bar$

Dabei ergibt sich p_{Diff} nach Gl. 3-4 und dient zur Bestimmung der Druckdifferenz zwischen dem Sättigungsdampfdruck im Solarfeld und dem Druck in der Dampftrommel PIRC-B1-1. Hierzu wird anhand der maximalen Temperatur im Solarfeld der Sättigungsdampfdruck über verschachtelte Polynome (optimierte Magnus Formel) bestimmt.

© Fraunhofer UMSICHT

$$p_{Diff} = OptMagnus\left(\max\left(t_{Feld[1..8]}\right)\right) - p_{PIRC-B1-1} \qquad \text{Gl. 3-4}$$

mit: $OptMagnus$ — optimierte Magnus Formel über verschachtelte Polynome zur Sättigungsdampfdruckberechnung

$t_{Feld[1..8]}$ — Temperaturen im Solarfeld [°C]

$p_{PIRC-B1-1}$ — Druck in der Dampftrommel [bar]

Die Funktion $Limiter$ ist Gl. 3-5 zu entnehmen und dient der linearen Einregelung des Sollwerts für den Volumenstrom $\dot{V}_{soll1}$ in Abhängigkeit von $\dot{V}_{Max}$, p_{Diff}, p_{Diff1} und p_{Diff2} .

$$Limiter(Input, LimitInput, LimitFrom, LimitTo) = \\ (1 - min(1, max(0, \frac{LimitInput - LimitFrom}{LimitTo - LimitFrom}))) \cdot Input \qquad \text{Gl. 3-5}$$

Es gelten dabei folgende Definitionen:

$$\min(x, y) = \begin{cases} x, & x \leq y \\ y, & y < x \end{cases} \qquad \text{Gl. 3-6}$$

$$\max(x, y) = \begin{cases} y, & x \leq y \\ x, & y < x \end{cases} \qquad \text{Gl. 3-7}$$

Die Funktion $\dot{V}_{soll2}$ zur Vermeidung von Überdruck in der BG Dampferzeugung ergibt sich nach Gl. 3-8.

$$\dot{V}_{soll2} = Limiter\left(\dot{V}_{soll1}, p_{B1,Ist}, p_{B1-1}, p_{B1-2}\right) \qquad \text{Gl. 3-8}$$

mit den Parametern:

- $p_{B1,Ist} = Druck\ in\ der\ Dampftrommel\ (PIRC - B1 - 1)$
- $p_{B1-1} = 5{,}0\ bar$
- $p_{B1-2} = 6{,}5\ bar$

Zur Vermeidung von Kavitation dient die Funktion $\dot{V}_{SollAnRegler}$ nach Gl. 3-9, welche den vorliegenden NPSH während des Betriebs überwacht und die Pumpendrehzahl bei Bedarf drosselt. Hierzu erfolgt eine Abschätzung des vorliegenden NPSH anhand der Pumpendaten. Der erforderliche NPSH muss größer sein, als der NPSH nach Herstellerangaben zuzüglich eines Sicherheitsabstands von 0,2 m. Hierzu wurde für die Pumpe P14 eine zweidimensionale Funktion

© Fraunhofer UMSICHT

mittels eines Polynoms 4. Ordnung, basierend auf Herstellerangeben in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl und des Durchflusses, gebildet.

$$\dot{V}_{sollAnRegler} = Limiter(\dot{V}_{soll2}, npsh_{Diff}, npsh_{Diff,Min}, npsh_{Diff,Max}) \quad \text{Gl. 3-9}$$

mit den Parametern:

- $npsh_{Diff,Min} = 0{,}5\ m$
- $npsh_{Diff,Max} = 2{,}0\ m$

Dabei ergibt sich die Funktion $npsh_{Diff}$ nach Gl. 3-10. Sie dient dabei der Bestimmung der Differenz zwischen dem vorliegenden npsh-Wert $npsh_{Ist}$ und dem erforderlichen npsh-Wert der Pumpe $npsh_{\mathrm{Erf}(\dot{V}_{P14,Ist}, n_{P14,Ist})}$ bei aktuellen Betriebsbedingungen hinsichtlich gefördertem Volumenstrom und Drehzahl der Pumpe.

$$npsh_{Diff} = npsh_{Ist} - npsh_{\mathrm{Erf}(\dot{V}_{P14,Ist}, n_{P14,Ist})} \quad \text{Gl. 3-10}$$

mit: $npsh_{Ist}$ — Füllstand B1 zuzüglich eines Sicherheitsabstands [m]

Zur Bestimmung des erforderlichen npsh-Werts der Pumpe P14 $npsh_{\mathrm{Erf}(\dot{V}_{P14,Ist}, n_{P14,Ist})}$ dient die zweidimensionale Funktion nach Gl. 3-11.

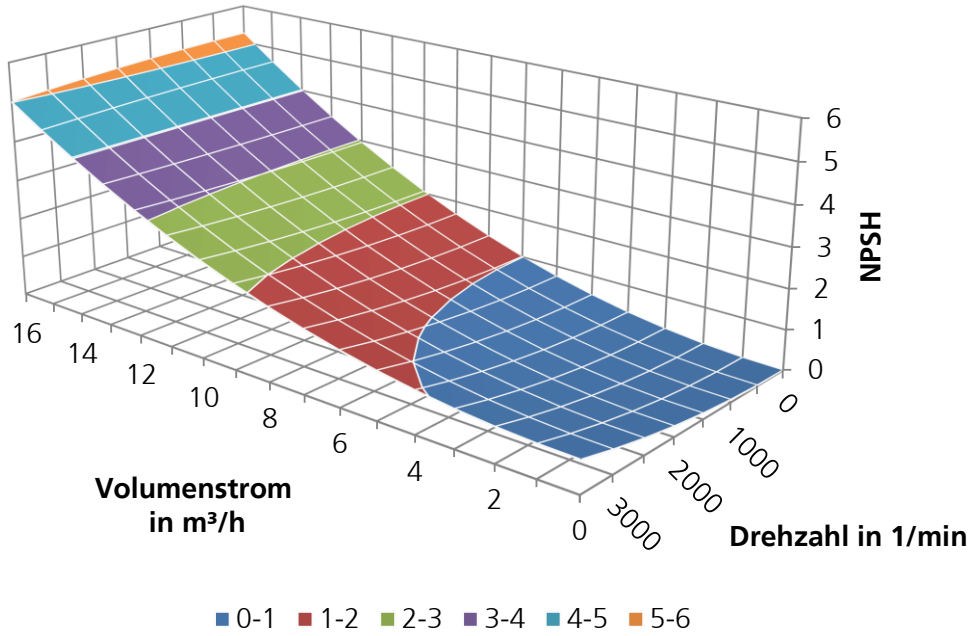
$$npsh_{\mathrm{Erf}(\dot{V}_{P14,Ist}, n_{P14,Ist})} = \max\left(npsh_{Min}, \min\left(\begin{array}{c} npsh_{Max}, sol2C + \\ \left(solA1 - \frac{1}{qNPX^2} \cdot sol2C + \frac{1}{qNPX^2} \cdot solC1\right) \cdot \dot{V}_{pumpe}^2 + \\ sol2A \cdot n_{pumpe}^2 - \\ \frac{1}{qNPX^2} \cdot \dot{V}_{pumpe}^2 \cdot sol2A \cdot n_{pumpe}^2 + \\ solB1 \cdot V_{pumpe} \end{array}\right)\right) \quad \text{Gl. 3-11}$$

Es werden dabei die Koeffizienten der Pumpe $qNPX$, $sol2A$, $sol2C$, $solA1$, $solB1$, $solC1$, $npsh_{Min}$ und $npsh_{\mathrm{Max}}$ nach Herstellerangeben ermittelt.

Abbildung 3-27 zeigt exemplarisch den erforderlichen NPSH-Wert in Abhängigkeit von Volumenstrom und Drehzahl nach Gl. 3-11 für die Pumpe P3 zur Beladung des Latentwärmespeichers.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-27:
NPSH in Abhängigkeit von Volumenstrom und Drehzahl der Pumpe P3



Weitere Einflussgrößen auf die Regelung der Pumpe P14 sind die Temperatur und der Füllstand des Dampfbehälters B1. Die Pumpe wird bei einer Maximaltemperatur der flüssigen Phase im Behälter B1 von 150 °C (Sensor TIRC-W-6.1) oder bei Unterschreitung des Mindestfüllstands der Dampftrommel von 20 % abgeschaltet. Da als Dampfspeisepumpe eine Kreiselpumpe verwendet wird, müssen Störeinflüsse durch Druckschwankungen, beispielsweise durch den Betrieb der Pumpe P6 zur Kondensatrückspeisung und der Pumpe P16 (Druckhaltung), kompensiert werden. Steigt durch die Rückspeisung von Flüssigkeit aus der DSKM oder der Druckhaltestation der Volumenstrom FIRC-W-15.1, wird die Drehzahl der Pumpe P14 gedrosselt, um den Sollwert nach Gl. 3-2 einzuregeln.

Ventilstellung im Modus Dampferzeugung

Im Dampfbetrieb sind die Ventile VRM-W-4.1 und VAM-W-16.1 vollständig geöffnet. Zudem ist das Ventil VAM-W-5.1 leicht geöffnet, sodass ein Teil des Dampfstroms durch den Diffusor am Einlassstutzen in die flüssige Phase strömt. Der Dampf kondensiert in der flüssigen Phase und heizt somit die Dampftrommel auf.

Stagnationsanfahren

Ist die Pumpe P14 kurzzeitig außer Betrieb (> 5 Minuten) und die Anlage steht in Dampf wird der Stagnationsmodus aktiviert. Bei Wiederanfahren der Pumpe wird der Volumenstrom für 10 min auf 50 l/h gedrosselten, um „thermomechanische“ Materialbelastungen durch große Temperaturspreizungen zu vermindern. Der stark überhitzte Kollektor wird somit zunächst langsam abgekühlt.

© Fraunhofer UMSICHT

Wärmespeicher

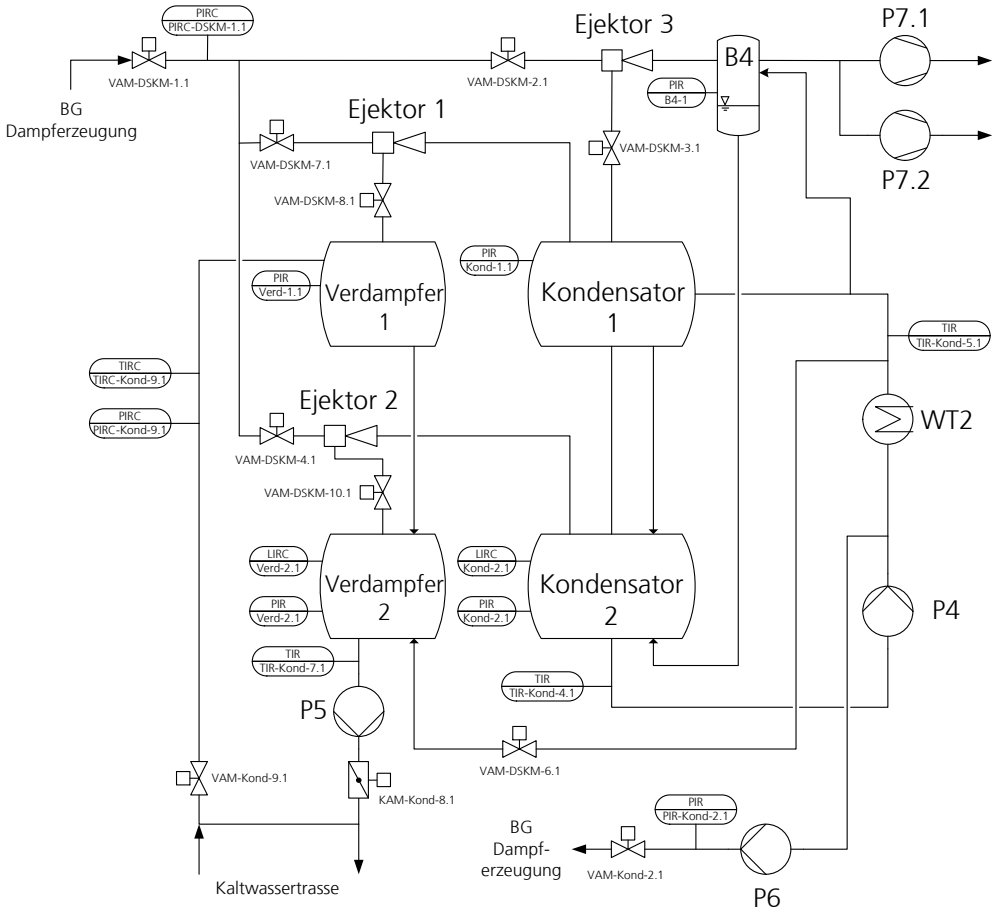
Das ursprüngliche Betriebskonzept sah vor, den Wärmespeicher nur nach Bedarf zu beladen, d.h. den Speicher nur zu beladen, wenn mehr Dampf produziert wurde, als von der DSKM genutzt werden konnte. Im Rahmen der ersten Betriebsfahrten wurde jedoch ein starkes Takten der Dampfstrahlapparate in Betriebssituationen mit nicht ausreichender Solarstrahlung festgestellt. Der Grund hierfür war, dass die Dampftrommel aufgrund der Position der vorhandenen Einlassöffnungen nicht komplett durchgeheizt wurde. Der untere Bereich der Dampftrommel wird durch den einströmenden Dampf nicht ausreichend erwärmt bzw. durchströmt. Des Weiteren sinkt die Kapazität der Dampftrommel mit sinkendem Füllstand (Mindestfüllstand beträgt 20 %). Natürlich besteht die Möglichkeit die untere Füllstandsgrenze nach oben hin anzupassen. Davon wurde jedoch abgesehen, um das Eingreifen der Druckhaltung im Modus Dampferzeugung zu minimieren. Der Grund hierfür ist, dass beim Ein- und Ausspeisen von Flüssigkeit durch die Druckhaltung einerseits das Temperaturniveau durch Mischung von heißer und kühlerer Flüssigkeit gesenkt wird und andrerseits die Pufferbehälter zur Notkühlung (B6) ungewollt aufgeheizt werden. Aus den genannten Gründen wurde die Regelung des Wärmespeichers modifiziert. Der Wärmespeicher wird nun schon morgens zeitgleich mit der Dampftrommel beladen. Somit wird eine größere Kapazität für den Betrieb der DSKM bereitgestellt und zudem die Dampftrommel durch die Pumpe P3 durchströmt, sodass diese besser durchgeheizt werden kann.

3.6.3 DSKM

Im Folgenden wird die Regelung bzw. Steuerung diverser Aktoren der DSKM vorgestellt. Insbesondere wird dabei auf die Treibdampfregelung, die Leistungsregelung der DSKM, die Vakuumhaltung, die Regelung des internen Kühlkreises und die Notkühlfunktion eingegangen. Das Verfahrensschema der DSKM ist in Abbildung 3-28 dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-28:
Verfahrensschema
DSKM



Treibdampfregelung

Für die Freigabe des Betriebs der Stahlverdichter müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Füllstand Dampftrommel zwischen 20 und 80 %
- Dampfdruck in der Dampftrommel ≥ Sollwert des Treibdampfdrucks bei entsprechendem Gegendruck im Kondensator zuzüglich einer Hysterese
- Dampfdruck in der Dampftrommel ≥ 2,5 bar (dient nicht als Abschaltkriterium)

Der Treibdampfdruck PIRC-DSKM-1.1 wird einem Sollwert entsprechend geregelt. Dies erfolgt zentral für alle drei Dampfstrahlverdichter mit Hilfe des Treibdampfregelventils VAM-DSKM-1-1. Jeder der Dampfstrahlverdichter besitzt eine eigene Charakteristik, sodass sich die Sollwerte für den jeweiligen Treibdampfdruck der drei Dampfstrahlverdichter (die beiden Strahlverdichter der beiden Stufen sowie der Strahlverdichter zur Evakuierung der Anlage) voneinander unterscheiden. Der Treibdampfdruck darf weder zu hoch noch zu niedrig gefahren werden. Ist er zu niedrig, bricht die Förderleistung der Dampfstrahlverdichter zusammen, während bei einem zu hohen Treibdampfdruck der Treibdampfverbrauch erhöht ist, so dass der Dampfstrahlverdichter nicht effizient betrieben wird. Die Höhe des Sollwerts für den Treibdampfdruck wird

© Fraunhofer UMSICHT

durch den Gegendruck, gegen den der Dampfstrahlverdichter zu fördern hat, bestimmt. Für die Regelung des Treibdampfdrucks PIRC-DSKM-1.1 werden zunächst die Sollwerte der einzelnen Dampfstrahlverdichter in Abhängigkeit ihrer Gegendrücke PIR-B4-1, PIR-Kond-1.1 und PIR-Kond-2.1 berechnet. Der jeweils höchste der Sollwerte dient dann als Führungsgröße für die Treibdampfregelung, wobei nur die Sollwerte der Dampfstrahlverdichter berücksichtigt werden, die auch in Betrieb sind.

Der Treibdampfdruck PIRC-Dampf-1-1 kann maximal dem Druck in der BG-Dampferzeugung entsprechen. Sinkt der Druck in der BG-Dampferzeugung unter den erforderlichen Treibdampfdruck, da beispielsweise nicht genug Antriebswärme zur Verfügung steht, werden die Dampfstahlverdichter abgeschaltet. Um beim erneuten Anfahren der Dampfstrahlverdichter unerwünschte Betriebssituationen zu vermeiden, muss der Druck in der BG-Dampferzeugung über den Sollwert von 2,5 bar steigen, bevor die Dampfstrahlverdichter wieder zugeschaltet werden können.

Leistungsregelung der DSKM

Die Zulauftemperatur des Kaltwassers zum ersten Verdampfer TIRC-Kond-9.1 wird durch Zu- und Abschalten der Dampfstrahlverdichter Ejektor 1 und Ejektor 2 geregelt. Somit dient die Zulauftemperatur des Kaltwassers TIRC-Kond-9.1 als Führungsgröße zur Leistungsregelung der DSKM. Wenn diese Zulauftemperatur TIRC-Kond-9.1 höher ist als die Kaltwasser-Solltemperatur zuzüglich einer Hysterese, wird zunächst der Dampfstrahlverdichter Ejektor 2 eingeschaltet. Erreicht die Zulauftemperatur des Kaltwassers TIRC-Kond-9.1 nach einer bestimmten Zeitspanne nicht die Kaltwasser-Solltemperatur, wird der zweite Dampfstrahlverdichter Ejektor 1 zugeschaltet. Unterschreitet die Zulauftemperatur des Kaltwassers TIRC-Kond-9.1 die Kaltwasser-Solltemperatur zuzüglich einer Hysterese, wird zunächst der Dampfstrahlverdichter Ejektor 1 und bei fortwährender Unterschreitung auch der Dampfstrahlverdichter Ejektor 2 abgeschaltet. Das Zu- und Abschalten der Dampfstrahlverdichter erfolgt über das Auf- und Zufahren der Klappen VAM-DSKM-4.1 und VAM-DSKM-7.1.

Vakuumhaltung

Zum Entfernen von Leckluft aus der DSKM dienen die Membranvakuumpumpen P7.1 und P7.2 inklusive einem zusätzlichen Ejektor (Ejektor 3) zur Aufkonzentration der Leckluft in einem kleinen Behälter (B4), der ebenfalls als Mischkondensator ausgeführt und den Vakuumpumpen vorgeschalteten ist. Die Leckluft sammelt sich prozessbedingt in den Mischkondensatoren Kondensator 1 und Kondensator 2. Als Ein- und Ausschaltkriterium für die Vakuumpumpen wird der Partialdruck der Leckluft genutzt. Zunächst wird der Sättigungsdampfdruck im Mischkondensator Kondensator 2 mit Hilfe der Temperaturmessstelle TIR-Kond-4.1 berechnet. Anschließend wird durch Differenzbildung zwischen dem Gesamtdruck im Kondensator 2 und dem entsprechenden Sättigungsdampfdruck der Partialdruck der Leckluft im Kondensator bestimmt, wobei der Gesamtdruck in dem Mischkondensator mit Hilfe der Messstelle PIR-Kond-2.1 gemessen wird.

© Fraunhofer UMSICHT

Interner Kühlkreis

Die Pumpe P4 fördert Fühlwasser durch die Kondensatoren 1 sowie 2 der DSKM und wird zugeschaltet, sobald die DSKM in Betrieb geht. Die Pumpe ist mit einem Trockenlaufschutz versehen. Sinkt der Füllstand des Kondensators 2 LIRC-Kond-2.1 unterhalb eines vorgegebenen Sollwerts, wird die Pumpe P4 abgeschaltet.

Notkühlfunktion

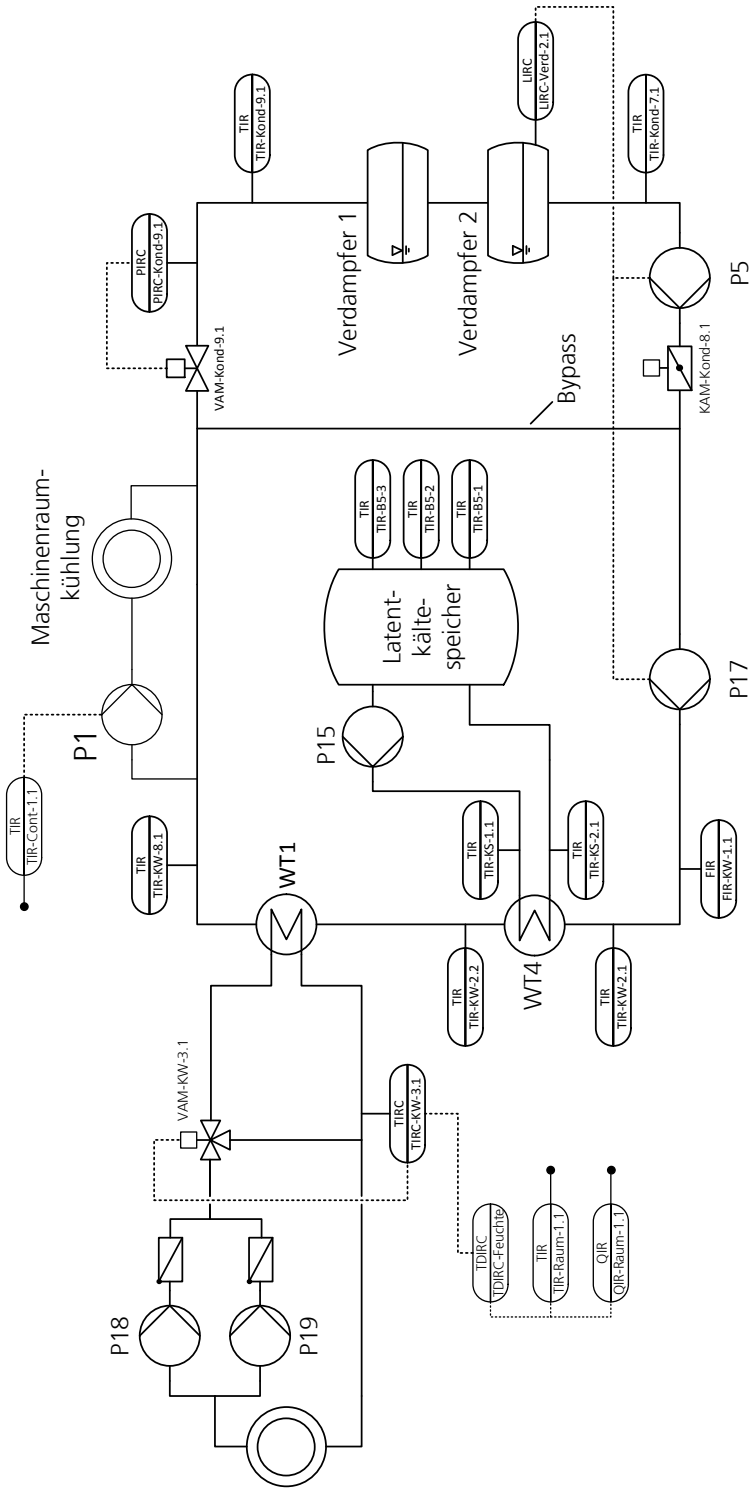
Übersteigt der Anlagendruck in der BG Dampferzeugung einen Maximaldruck von 6 bar(abs) wird die DSKM angefahren. Zunächst wird der überschüssige Dampf zur Kälteerzeugung genutzt. Liegt kein Kältebedarf mehr vor und Kältespeicher und Kaltwassertrasse sind bereits auf eine Temperatur von 4 °C abgekühlt, wird die überschüssige Energie über den Nasskühlturm abgeführt. In diesem Fall werden die Klappen VAM-DSKM-8.1 und VAM-DSKM-10.1 zwischen Verdampfer und Strahlpumpen geschlossen und der Dampf strömt direkt in die Kondensatoren. Dort wird der Dampf kondensiert und als Abwärme über den externen Kühlkreis an die Umgebung abgeführt.

3.6.4 Kaltwassertrasse und Kälteabnahme

Im Folgenden wird die Regelung bzw. Steuerung der Kaltwassertrasse und der Kälteabnahme vorgestellt. Es werden die Pumpen P1, P5, P17 und P18, die Ventile VAM-KW-3.1 und VAM-Kond-9.1 sowie die Klappe KAM-Kond-8.1 gesteuert. Das Verfahrensschema der Einheit Kälteabnahme ist in Abbildung 3-29 dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-29:
Verfahrensschema
Kälteabnahme



Wird die DSKM angefordert, werden die Pumpen P5, P17 und P18 angefahren und die Klappe KAM-Kond-8.1 sowie das Ventil VAM-Kond-9.1 geöffnet. Die Pumpen P5, P17 und P18 werden lediglich gesteuert. P5 und P17 sind mit einem Trockenlaufschutz versehen. Sinkt der Füllstand im Verdampfer 2 LIRC-Verd-2.1 unter einen vorgegebenen Sollwert, werden sie abgeschaltet. Der Eingangsdruck des Kaltwassers in den Verdampfer 1 PIRC-Kond.-9.1 wird mit Hilfe des Regelventils VAM-Kond.-9.1 auf einen Druck von 0,5 bar geregelt.

© Fraunhofer UMSICHT

Über die Kaltwassertrasse wird das Kaltwasser zu den drei Abnehmern, dem Kältespeicher, dem Versorgungsnetzwerk der HsK und dem Konvektor zur Maschinenraumkühlung gefördert. Die beiden Abnehmer Kältespeicher und HsK sind über die Wärmetauscher WT1 und WT4 mit der Kaltwassertrasse verbunden. Die eingespeiste Kälte wird mittels der Volumenstrommessung FIR-KW-1.1 und der Temperaturdifferenz über WT1 bzw. WT4 berechnet. Für die Ein- bzw. Ausspeisung in den Kältespeicher wird die Temperaturdifferenz über WT4 mit den Temperaturmessungen TIR-KW-2.1 und TIR-KW-2.2 und für die Einspeisung in das Hochschulnetzwerk die Temperaturdifferenz über WT1, die mit den Temperaturmessungen TIR-KW-2.2 und TIR-KW-8.1 gemessen wird, herangezogen.

Der Konvektor zur Maschinenraumkühlung dient im Winter zur Beheizung des Containers und im Sommer zur Kühlung. Wenn die Containertemperatur TIR-Cont-1.1 einen Wert von 3 °C unter- oder eine Temperatur 35 °C überschreitet, wird die Pumpe P1 zugeschaltet. Steigt die Temperatur auf 5 °C bzw. sinkt die Temperatur auf 30 °C, wird die Pumpe P1 abgeschaltet.

Die Netzpumpe P18 im Versorgungskreis der HsK wird zugeschaltet, sobald die DSKM angefordert wird. Die Pumpe P19 ist für den Winterbetrieb vorgesehen. Die Kaltwassertemperatur im Versorgungskreis der HsK TIRC-KW-3.1 wird mit Hilfe des Stellventils VAM-KW-3.1 eingeregelt. Der Sollwert entspricht entweder 18 °C oder der Taupunkttemperatur im Gebäude LB zuzüglich 1 K als Sicherheitsabstand zum Taupunkt. Dabei wird der jeweils größere Wert als Führungsgröße für die Regelung verwendet. Die Taupunkttemperatur wird mit Hilfe einer empirischen Gleichung und der Raumtemperatur TIR-Raum-1.1 sowie der Raumluftfeuchte QIR-Raum-1.1 berechnet.

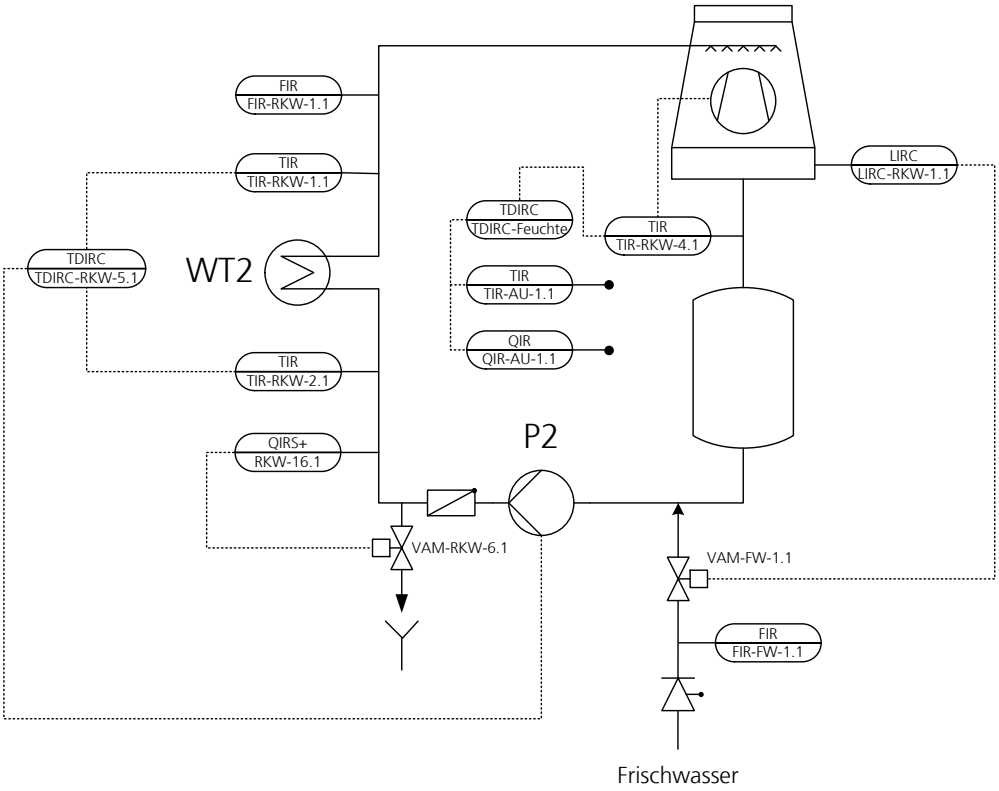
Die Pumpe P15 zur Be- und Entladung des Latentkältespeichers wird geschaltet. Ist die Leistung der DSKM größer als der Kühlbedarf wird der Kältespeicher beladen. Für den Fall, dass die verfügbare Leistung der DSKM kleiner als der Kühlbedarf der HsK ist und der Latentkältespeicher beladen ist, wird der Latentkältespeicher entladen.

3.6.5 Externer Kühlkreislauf

Im Folgenden wird die Regelung bzw. Steuerung des externen Kühlkreislaufs vorgestellt. Das dazugehörige Verfahrensschema ist in Abbildung 3-30 dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-30:
Verfahrensschema
externer Kühlkreis



Das Gebläse des Kühlturms und die Pumpe P2 werden drehzahlgeregelt gefahren. Führungsgröße für den Kühlturm ist die Temperaturdifferenz TDIRC-Feuchte zwischen der Temperatur des Rückkühlwassers TIR-RKW-4.1 am Kühlturmaustritt und der Feuchtkugeltemperatur, die sich aus der Außenlufttemperatur TIR-AU-1.1 und der relativen Feuchte der Außenluft QIR-AU-1.1 errechnet. Die Führungsgröße für die Pumpe P2 ist die Temperaturdifferenz TDIRC-RKW-5.1, die sich aus den Rückkühlwassertemperaturen TIR-RKW-1.1 und TIR-RKW-2.1 ergibt.

Im Laufe der Inbetriebnahmephase wurde die Regelung des Kühlturms und der Pumpe P2 angepasst. Ziel dabei war es den Treibdampfverbrauch der DSKM sowie die Stromaufnahme des externen Kühlkreises zu optimieren.

1) Bezüglich der Minimierung des Treibdampfverbrauchs wurde die Regelung des Rückkühlwerks dahingehend modifiziert, dass das Rückkühlwerk die Kondensatoren vorkühlt, sobald die Dampfstrahlapparate angefordert werden. Dadurch wird der Sättigungsdampfdruck im Kondensator vermindert, sodass der notwendige Treibdampfdruck und somit der Treibdampfbedarf der DSKM gesenkt wird. Damit kann der Treibdampfverbrauch der Anlage beim Anfahren gesenkt werden. Die Notwendigkeit für diese Maßnahme resultiert daraus, dass die Umgebungstemperatur im Container im Sommer aufgrund von Wärmeverlusten der BG Dampferzeugung bei bis zu 35 °C liegen kann. Dadurch steigt die Kondensatortemperatur bei längeren Standzeiten der DSKM ebenfalls an.

© Fraunhofer UMSICHT

2) Zur Verringerung des Strombedarfs des Rückkühlwerks wurde zudem eine intelligente Regelung des Lüfters und der Kühlwasserpumpe integriert. Wird der externe Kühlkreis angefordert, versucht dieser die Temperatur des Kühlwassers auf die Feuchtkugeltemperatur zuzüglich eines ΔT von 1 K abzukühlen. Bei der modifizierten Regelstrategie wird hierzu zunächst ausschließlich die Kühlwasserpumpe angefahren, da diese einen deutlich geringeren Stromverbrauch als der Lüfter des Rückkühlwerks aufweist. Der Lüfter wird erst zugeschaltet, wenn die Kühlleistung nicht ausreicht, um das Kühlwasser auf die gewünschte Temperatur abzukühlen. Hierdurch wird der Strombedarf des externen Kühlkreises insgesamt vermindert.

Das Abschlämmventil VAM-RKW-6-1 öffnet bei Überschreitung eines maximalen Leitfähigkeitswerts des Rückkühlwassers, der mit QIRS+-RKW-16.1 gemessen wird. Die Steuerung ist bauseits durch die Wasseraufbereitung der Fa. Prominet realisiert. Die Schaltstellung des Abschlämmventils VAM-RKW-6.1 und der Leitwert QIRS+-RKW-16.1 des Rückkühlwassers werden von der Automatisierung aufgezeichnet. Der Füllstand im Kühlturm LIRC-RKW-1.1 wird mit Hilfe des Ventils VAM-FW-1.1 eingestellt. Sinkt dieser unterhalb den Sollwert öffnet das Ventil VAM-FW-1.1.

© Fraunhofer UMSICHT

4 Technologieauswahl und Vorabbewertung

4.1 Auswahl der Kältemaschine

Mehr als 1.000 solarthermische Kühlsysteme wurden weltweit bisher realisiert [Mauthner et al. 2014]. Der Großteil dieser Systeme basiert dabei auf sorptiven Kühlprozessen. Eine Alternative hierzu stellen thermo-mechanische Kühlprozesse mit DSKM dar.

DSKM weisen im Vergleich zu Sorptionskältemaschinen eine sehr einfache Bauweise auf. Dadurch stellt sie eine interessante und potentiell kostengünstige Alternative zu komplexen Absorptionskältemaschinen dar. Des Weiteren ist die DSKM, bedingt durch die einfache Bauweise, wenig störanfällig und besticht durch eine robuste Betriebsweise. Ferner kann Wasser als Arbeitsmedium verwendet werden, was kostengünstig, nicht toxisch und überall verfügbar ist. Bei mehrstufigen Anlagen kann zudem durch das Zu- und Abschalten von einzelnen Strahlverdichtern die Leistung angepasst werden, wodurch die DSKM auf schnelle Lastwechsel auf der Abnehmerseite sowie auf Schwankungen auf der Antriebsseite reagieren kann. Aus diesem Grund eignen sich die DSKM besonders gut für die Komfortklimatisierung in Kombination mit der Solarenergienutzung.

Eine Besonderheit von DSKM stellt das gute Teillastverhalten bei günstigen Rückkühlbedingungen dar. Der Dampfverbrauch von DSKM wird deutlich von der vorliegenden Kühlwassertemperatur beeinflusst. Diese Beziehung ist in Abbildung 4-1 mit Daten aus [GEA Wiegand 2012] für eine vierstufige Dampfstrahlkälteanlage dargestellt. Die Daten gelten für eine Kühlung des Kaltwassers auf eine Temperatur von 10 °C. In dem Beispiel beträgt der Dampfverbrauch 100 % bei einer Nenn-Kühlwassertemperatur von 27 °C. Es ist zu erkennen, dass der Dampfverbrauch der DSKM mit sinkender Kühlwassertemperatur signifikant abnimmt. Dies ist charakteristisch für DSKM. Die Kühlleistung bleibt dabei nahezu konstant. Das bedeutet, dass bei niedrigeren Umgebungstemperaturen, wenn durch das Rückkühlwerk Kühlwasser auf einem niedrigeren Temperaturniveau bereitgestellt werden kann, das Wärmeverhältnis (COP) der DSKM steigt. Im Hinblick auf einen typischen Lastgang für ein System zur Komfortklimatisierung, welches durch lange Betriebszeiten bei Umgebungsluft- bzw. Feuchtkugeltemperaturen unterhalb des Nennauslegungspunkts gekennzeichnet ist, ist ein höheres mittleres Wärmeverhältnis als der Nennwert der DSKM zu erwarten.

In Abbildung 4-1 ist neben dem Dampfverbrauch das Wärmeverhältnis der DSKM ζ_{DSKM} für eine Kaltwassertemperatur von 6 °C und 12 °C abgebildet. Das Wärmeverhältnis wurde hierbei basierend auf den Leistungsangaben der Demonstrationsanlage und des zuvor diskutierten charakteristischen Betriebsverhaltens einer DSKM hinsichtlich des Dampfverbrauchs bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen bestimmt. Das Wärmeverhältnis ergibt sich nach Gl. 4-1. Anhand des prozentualen Dampfverbrauchs wurde für die DSKM mit einem Dampfverbrauch $\dot{m}_D$ von 221 kg/h (siehe Tabelle 3-8) die Heizleistung nach Gl. 4-2 berechnet. Die Enthalpie h'' beträgt bei einem Treibdampfdruck

© Fraunhofer UMSICHT

von 2,1 bar 2.709 kJ/kg und die Enthalpie h' entspricht der Enthalpie des Kondensats im Verflüssiger bei entsprechender Kühlwassertemperatur. Die Kälteleistung der DSKM wurde hier für eine Kaltwassertemperatur t_0 von 12 °C mit 115,2 kW und für eine Kaltwassertemperatur von 6 °C mit 82,3 kW bestimmt (siehe Tabelle 3-8). Es ist zu erkennen, dass das Wärmeverhältnis bei niedriger Kaltwassertemperatur stark ansteigt und Werte > 1 erreichen kann. Im Nennbetriebspunkt bei einer Kühlwassertemperatur von 27 °C beträgt das Wärmeverhältnis ca. 0,5 bei $t_0 = 6\,°C$ bzw. ca. 0,7 bei $t_0 = 12\,°C$.

$$\zeta_{DSKM} = EER_{th,DSKM} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H} \qquad \text{Gl. 4-1}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_D \cdot (h'' - h') \qquad \text{Gl. 4-2}$$

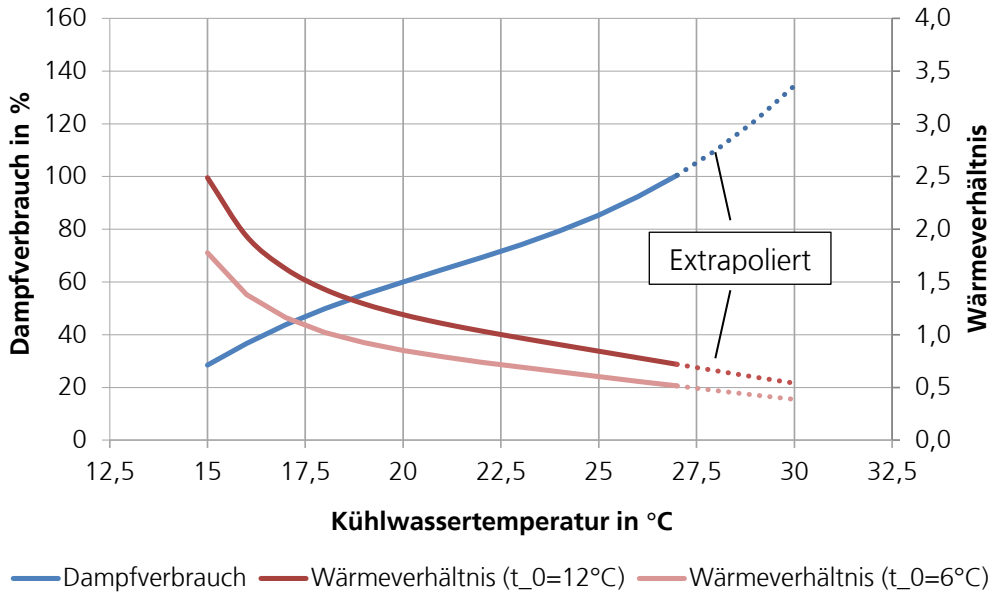


Abbildung 4-1: Dampfverbrauch und Wärmeverhältnis einer DSKM in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur; basierend auf Daten aus [GEA Wiegand 2012]

In Abbildung 4-2 ist das Wärmeverhältnis in Abhängigkeit des Dampfverbrauchs dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

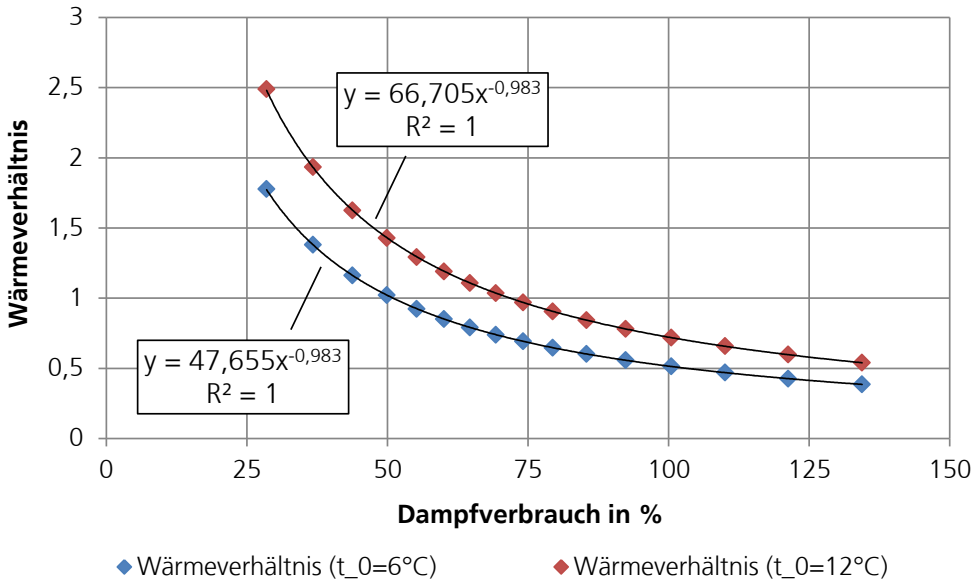


Abbildung 4-2: Wärmeverhältnis in Abhängigkeit des Dampfverbrauchs; basierend auf Daten aus [GEA Wiegand 2012]

Eine Kennzahl, welche speziell die Effizienz einer Kältemaschine im Teillastbetrieb berücksichtigt ist die Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER-Wert). Dieser dient zur Bewertung von Kältemaschinen für eine typische Kühlsaison. Für den europäischen Raum wurde die European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER-Wert) eingeführt, welche die klimatischen Bedingungen in Europa berücksichtigt. Es wird dabei vorausgesetzt, dass bei sinkendender Außenlufttemperatur ebenfalls der Kühlbedarf sinkt. Die Kennzahl berücksichtigt, dass Kältemaschinen nur an wenigen Stunden im Jahr unter Volllast betrieben werden, sondern zumeist im Teillastbetrieb arbeiten. Obwohl das Klima in Europa in Abhängigkeit des Standorts deutliche Unterschiede aufweist, wurden mit dem ESEER-Wert durch Eurovent[5] standardisierte Prüfbedingungen für Kältemaschinen eingeführt. Es wird hierzu bei verschiedenen Lastzuständen (100, 75, 50 und 25 %) die Effizienz der Kältemaschine ermittelt. Anschließend wird die im jeweiligen Lastzustand ermittelte Effizienz mit dem dazugehörigen prozentualen Gewichtungsfaktor multipliziert, um den ESEER-Wert zu bestimmen. Je höher er ausfällt, umso effizienter ist die Maschine. Tabelle 4-1 zeigt die Bewertungs- und Gewichtungstabelle nach Eurovent.

[5] Eurovent zertifiziert Leistungsangaben der Produkte für Luft-und Kältetechnik nach europäischen und internationalen Standards; Eurovent-Bedingungen: Kaltwassertemperatur 12/7 °C, Außenlufttemperatur +35 °C)

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 4-1: ESEER-Wert – Bewertungs- und Gewichtungstabelle nach Eurovent

Teillastverhältnis	Kühlwassertemperatur - Eintritt	Gewichtung
100 %	30 °C	3 %
75 %	26 °C	33 %
50 %	22 °C	41 %
25 %	18 °C	23 %

Bei Kompressionskältemaschinen wird zur Bewertung der Effizienz die Leistungszahl verwendet, welche die erzeugte Kälte dividiert durch die im gleichen Zeitraum zugeführte elektrische Energie darstellt. Thermische Kältemaschinen werden mit Hilfe des Wärmeverhältnisses, also dem Quotient aus Kälteleistung und zugeführter Antriebswärmeleistung, bewertet. Abbildung 4-3 zeigt die Häufigkeitsverteilung des Teillastverhältnisses in Europa für die einzelnen Laststände nach Eurovent mit dem dazugehörigen Wärmeverhältnis der DSKM bei entsprechender Kühlwassertemperatur für die Kaltwassertemperaturen von 6 °C und 12 °C. Des Weiteren sind die ESEER-Werte der DSKM, welche basierend auf der zuvor vorgestellten Betriebscharakteristik ermittelt wurden, angegeben. Die berechneten ESEER-Werte liegen für die DSKM bei $t_0 = 12\,°C$ bei 1,22 und bei $t_0 = 6\,°C$ bei 0,87. Im Vergleich zu 1-stufigen Absorptionskältemaschinen, welche bisher den größten Marktanteil im Bereich solarthermischer Kühlsysteme einnehmen, sind diese Werte zunächst sehr vielversprechend. 1-stufige Absorptionskältemaschinen erreichen ein Wärmeverhältnis von ca. 0,7. Da das Wärmeverhältnis bei Teillast nicht wie bei der DSKM ansteigt, ist die erreichbare saisonale Effizienz niedriger als der Nennwert des Wärmeverhältnisses.

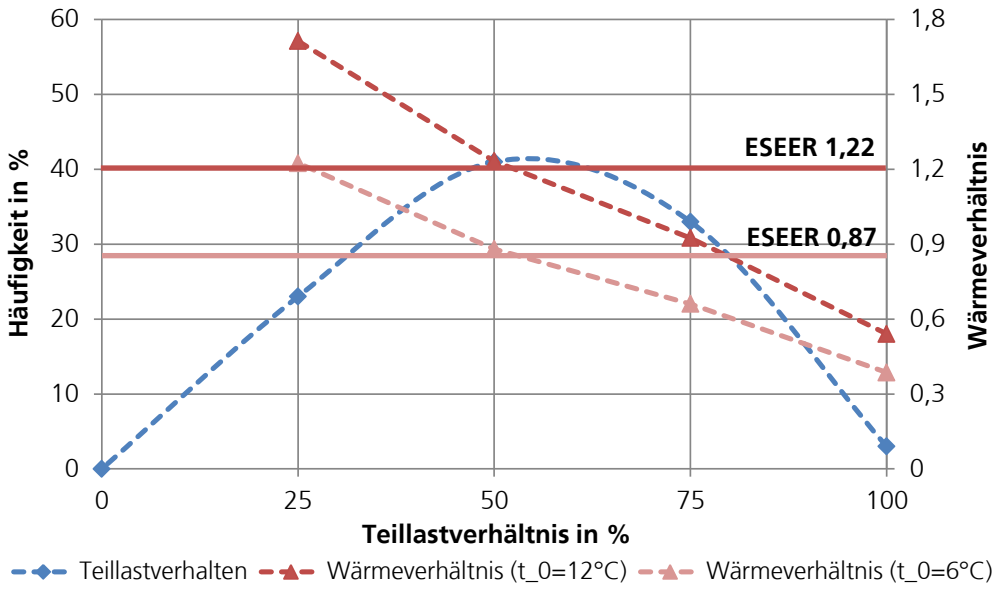


Abbildung 4-3: Häufigkeitsverteilung des Teillastverhältnisses in Europa und entsprechendes Wärmeverhältnis (EER-Wert) nach und European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER-Wert)

© Fraunhofer UMSICHT

4.2 Auswahl des Betriebskonzepts zur Dampferzeugung

Dieses Arbeitspaket wurde von der Firma Ritter bearbeitet und im Rahmen des Teilberichts [Bauer 2015] dokumentiert. Es wurde ein theoretischer Vergleich der beiden Varianten „Direkte Dampferzeugung im Kollektorfeld" und „Wärmegewinnung im Druckwasserkreislauf für die indirekte Dampferzeugung" angefertigt. Die beiden Varianten wurden für ein 10 m² großes Solarfeld und für die Bereitstellung von Sattdampf und überhitztem Dampf bei unterschiedlichen Prozessdrücken von 2, 4 bzw. 6 bar (abs) untersucht. Es wurde jeweils ein stationärer Betriebszustand bei konstantem Druck und konstanter Einstrahlung von 800 W/m² betrachtet. Bei dem Vergleich wurden die Pumpenergie sowie die Rohrleitungsverluste vernachlässigt. Hinsichtlich des Dampfverbrauchers wurde vorausgesetzt, dass der vom Kollektorfeld bereitgestellte Dampf vollständig verbraucht bzw. genutzt wird.

Um die gewünschte Dampftemperatur bei dem System mit indirekter Dampferzeugung in der Dampftrommel zu erreichen, muss der Heißwasserkreislauf bei höheren Werten von Druck und Temperatur betrieben werden. Es wurde hier beispielhaft mit einer gegenüber der Dampftrommeltemperatur um 10 K erhöhten Kollektoraustrittstemperatur gerechnet. Durch die höhere Temperatur im Kollektor sinkt der Kollektorwirkungsgrad. Mit den höheren Prozessdrücken und Temperaturen gehen zudem höhere Anforderungen an Material und Sicherheitstechnik einher. Besonders für die Bereitstellung von überhitztem Dampf ist die direkte Dampferzeugung im Solarfeld zu bevorzugen. In diesem Fall muss bei der indirekten Dampferzeugung der Druck in der Dampftrommel deutlich erhöht und der Dampf danach mit einem Ventil auf den gewünschten Druck entspannt werden. Hierzu muss auch die Kollektortemperatur auf Werte deutlich über der Sattdampftemperatur erhöht werden; entsprechend sinken die Kollektorwirkungsgrade weiter. Ein weiterer Vorteil der direkten Dampferzeugung stellt die Leistungsregelung des Kollektorfeldes durch ein Verringern des Massenstroms und die dadurch gleichzeitig erfolgende Vergrößerung der Überhitzungszone bis zum thermischen Stillstand dar. Diese Möglichkeit gibt es bei der indirekten Dampferzeugung nicht, sodass die direkte Dampferzeugung mehr Flexibilität bietet.

Basierend auf den Ergebnissen der theoretischen Voruntersuchungen wurde als Betriebskonzept für das Solarfeld die Direktdampferzeugung ausgewählt.

4.3 Auswahl des Rückkühlwerks

Wassergekühlte Kältemaschinen führen ihre Systemwärme über einen Kondensator an ein Kühlwassersystem ab. Für den Einsatz dieser Kältemaschinen wird ein externes Rückkühlwerk benötigt, das die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme an die Umgebung abführt. Rückkühlwerke nutzen die physikalischen Vorgänge der Konvektion und der Verdunstung, um Wärme an die Umgebung abzuführen. Während bei der Konvektion die Wärme an die vorbeiströmende Luft übertragen wird, entzieht der Vorgang der Verdunstung dem Kühlwasser Verdunstungswärme. Der grundsätzliche Aufbau aller Rückkühlwerke ist zwar ähnlich, je nach angestrebtem Kühlungseffekt wurden hinsichtlich der Betriebssituationen verschiedene technische Lösungen entwickelt. Dabei war immer ei-

ne Optimierung entweder der Investitionskosten oder der Betriebskosten maßgeblich für die einzelnen Entwicklungen, wobei beide Optimierungsziele miteinander konkurrieren. Dementsprechend sind verschiedene Systeme verfügbar.

Im Rahmen des Projektes wurde der Einsatz eines offenen Kühlturms, eines geschlossenen Kühlturms, eines Hybridkühlers und eines adiabaten Kühlsystems diskutiert und bewertet. In Abbildung 4-4 sind die vier betrachteten Rückkühlwerksvarianten für die DSKM dargestellt.

In einem Rückkühlwerk mit einem offenen Kühlturm, wie als Variante A dargestellt, wird das Kühlwasser im Kühlturm über einen Füllkörper verrieselt. Im Gegenstrom zum verrieselten Wasser wird Umgebungsluft mit Hilfe eines Gebläses durch den Füllkörper gefördert. Ein Teil des Wassers verdunstet, der Verdunstungseffekt in Kombination mit Konvektion erzeugt die Kühlleistung, um die Temperatur des Kühlwassers zu senken. In einer Kühlturmwanne wird das verrieselte Wasser wieder aufgefangen und zur Kältemaschine gefördert. Da es sich hier um einen offenen Kühlwasserkreislauf handelt, können Verunreinigungen ins Kühlwasser gelangen. Ferner wird das Kühlwasser hinsichtlich seines Salzgehaltes aufkonzentriert, da ein Teil des Kühlwassers im Kühlturm verdunstet. Um den Kälteprozess der DSKM vor diesen Verunreinigungen im Kühlwasser zu schützen, muss ein Wärmeübertrager vorgesehen werden. Der Wärmeübertrager trennt den offen Kühlwasserkreislauf hydraulisch von einem inneren Kühlwasserkreislauf der DSKM.

Die Variante B ist ein geschlossener Kühlturm. In einem geschlossenen Kühlturm wird Wasser, das sogenannte Umlaufwasser, verrieselt und durch Verdunstung und Konvektion Kühlleistung erzeugt. Das Umlaufwasser gibt dabei Wärme an die Umgebungsluft ab, die mit Hilfe eines Gebläses im Gegenstrom durch den Kühlturm gefördert wird. Im Kühlturm befindet sich ein Wärmeübertrager der mit dem Umlaufwasser berieselt und gleichzeitig mit dem Kühlwasser der DSKM durchströmt wird. Das Umlaufwasser kühlt den Wärmeübertrager und somit das Kühlwasser. Das Kühlwasser kommt dabei weder in direktem Kontakt mit dem Umlaufwasser noch mit der Umgebungsluft, so dass es sich um einen geschlossenen Kühlwasserkreislauf handelt.

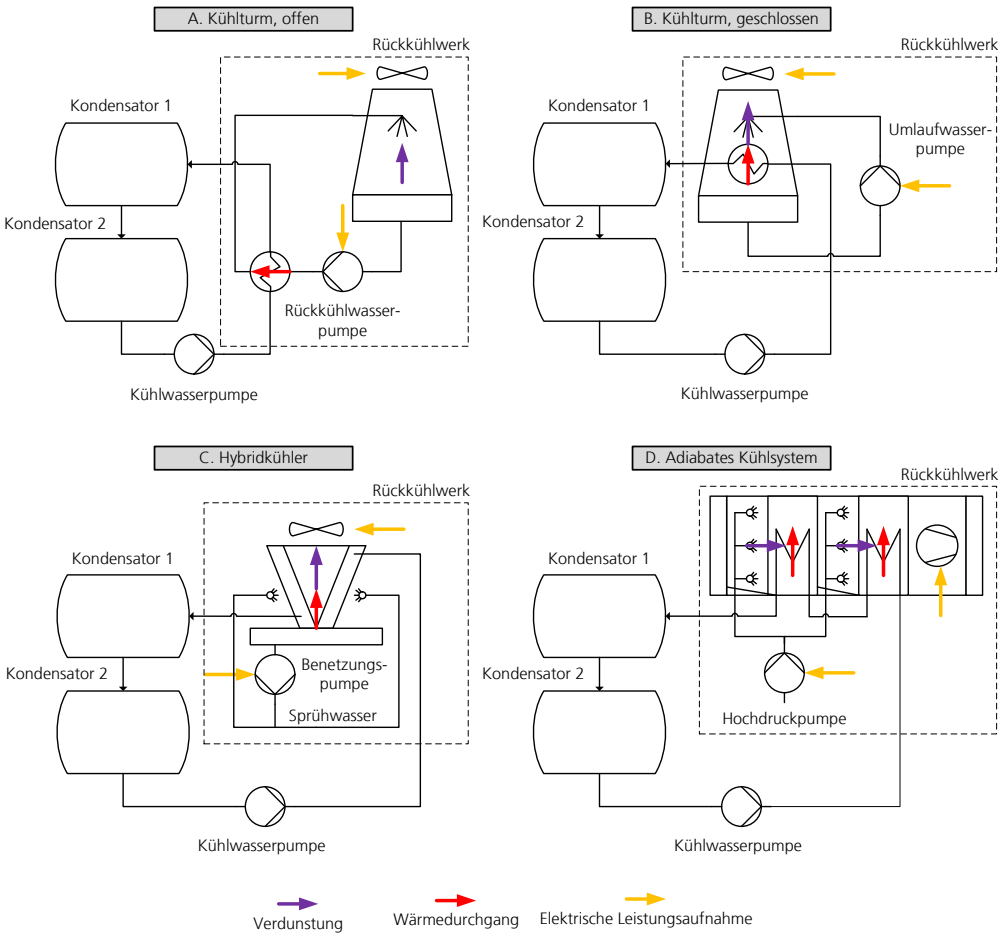
Variante C ist ein Hybridkühler. Der Hybridkühler besitzt einen geschlossenen Kühlwasserkreislauf und einen Wärmeübertrager, der wahlweise besprüht werden kann. Man unterscheidet bei dem Hybridkühler zwischen trockener und feuchter Betriebsweise. Bei der trockenen Betriebsweise ist die Wärmeabgabe vom Kühlwasser über den Wärmeübertrager an die Umgebungsluft rein konvektiv. Zur Verbesserung der Konvektion wird ein Lüfter eingesetzt, der die Umgebungsluft an der Oberfläche des Wärmeübertragers vorbeiführt. Bei der nassen Betriebsweise wird die Oberfläche des Wärmeübertragers zusätzlich mit Sprühwasser benetzt, so dass Verdunstungseffekte auf der Oberfläche die Kühlleistung des Wärmeübertragers steigern. Die nasse Betriebsweise wird gewählt, wenn aufgrund hoher Umgebungslufttemperaturen durch reine Konvektion die benötigte Kühlleistung nicht mehr erzielt werden kann. Das Sprühwasser wird im Überschuss gefahren. Das bedeutet, dass mehr Wasser auf die Oberfläche des Wärmeübertragers gesprüht wird, als dort verdunsten kann.

© Fraunhofer UMSICHT

Dieses Überschusswasser tropft vom Wärmeübertrager wieder ab, wird aufgefangen und erneut zur Besprühung eingesetzt.

Bei Variante D handelt es sich um ein adiabates Kühlsystem, das die abzuführende Wärme über Konvektion an die Umgebungsluft überträgt. Im Kühlturm ist ein Lamellenwärmeübertrager installiert, der mit der Umgebungsluft durchströmt wird. Mit dem Ziel die Kühlleistung zu maximieren, wird die Umgebungsluft vor Eintritt in den Lamellenwärmeübertrager bis zur Sättigungsgrenze mit Wasser befeuchtet. Dies geschieht mit Hilfe einer Wasserversprühung vor dem Lamellenwärmeübertrager. Die Umgebungsluft wird damit auf die Feuchtkugeltemperatur gebracht und somit die größtmögliche Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der Oberfläche des Lamellenwärmeübertragers realisiert. Bei ausgeführten Anlagen wird das Sprühwasser unter sehr hohem Druck in die Luft eingesprüht. Ziel ist es, möglichst kleine Tropfengrößen zur realisieren, die komplett in der Luft verdunsten, und einen Anlagenbetrieb ohne Überschuss an Sprühwasser ermöglichen. Ist die Umgebungslufttemperatur niedrig genug, um ohne Besprühung die Rückkühlleistung zu erzeugen, wechselt das System von der nassen in die trockene Betriebsweise und schaltet die Besprühung ab.

Abbildung 4-4:
Rückkühlwerke für das Kühlwasser der DSKM



Allen vier Varianten ist zu eigen, dass durch Verdunstung von Wasser Kühlleistung erzeugt und dadurch Zusatzwasser benötigt wird, um das Kühlwasser zu

© Fraunhofer UMSICHT

kühlen. Beim Hybridkühler ist dieser Effekt zwar nur auf die nasse Betriebsweise begrenzt, ohne Zusatzwasser ist der kontinuierliche Betrieb jedoch auch hier nicht möglich. Darüber hinaus gelangen durch den Kontakt von Wasser mit der Umgebungsluft Verunreinigungen ins Wasser und die Verdunstung erhöht die Salzkonzentration, so dass bei allen Varianten eine hydraulische Trennung mittels Wärmeübertrager zwischen dem Kühlwasser der DSKM und dem verwendeten Wasser des Kühlsystems bzw. der Außenluft vorhanden ist. Damit findet auch in allen Varianten ein Wärmedurchgang statt. Ferner benötigt jedes Rückkühlwerk elektrische Hilfsenergie für zumindest eine Pumpe und ein Gebläse, abgesehen von der notwendigen Kühlwasserpumpe der DSKM. Letztere wurde bei der nachfolgenden Diskussion nicht weiter berücksichtigt, da der Kühlwasservolumenstrom für die DSKM bei allen Varianten gleich groß ist und mit der Annahme annähernd gleicher Druckverluste im Rohrleitungssystem und den Wärmeübertragern der Varianten auch die Förderhöhen. Die Förderleistung der Kühlwasserpumpe wäre somit bei allen Varianten annähernd gleich hoch, bei gleichen Betriebszeiten.

Das Verdunsten eines Teils des Wassers sowie die typischen Kühlwassertemperaturen in Kombination mit dem Sauerstoffeintrag bei vorhandener Berieselung beeinflusst die Wasserparameter des Rückkühlwerkes stark. Auch eine zeitlich begrenzte Besprühung, wie bei dem Hybridkühler, oder bei kompletter Verdunstung des Sprühwassers, wie beim adiabaten Kühlsystem, muss das Sprühwasser eine festgelegte Qualität aufweisen. Wird diese Wasserqualität nicht eingehalten, können Betriebsstörungen am Rückkühlwerk auftreten. Alle Varianten sind somit mit einer Wasserkonditionierung oder Wasseraufbereitung ausgestattet. Bei Nasskühltürmen werden dem Kühl- bzw. Umlaufwasser zumeist ein Korrosionsinhibitor, ein Biozid und ein Härtestabilisator zudosiert. Ferner muss das Kühlwasser regelmäßig abgeschlämmt werden, um eine zu hohe Salzkonzentration durch den Verdunstungsvorgang zu vermeiden. Das Verdunstungs- und Abschlämmwasser muss durch Frischwasser ersetzt werden. In Abhängigkeit der Wasserqualität werden zudem Enthärtungs- bzw. Entsalzungsanlagen (EA) eingesetzt. Hierzu dienen in der Regel Ionenaustauschverfahren basierend auf Kunstharzen zur Entfernung von Calcium- und Magnesiumionen aus dem Wasser. Bei Hybridkühlern wird unterschieden zwischen Systemen mit Umlaufwasser und Systemen, bei denen das Sprühwasser komplett auf der Oberfläche des Wärmetauschers verdunstet. Bei ersteren sind wie auch bei Nasskühltürmen eine Wasserbehandlung und eine periodische Entwässerung notwendig, wobei bei letzteren der Einsatz von vollentsalztem Wasser (VE-Wasser) zur Besprühung erforderlich ist. Dann muss eine entsprechende Wasserbehandlungseinheit, beispielsweise eine Umkehrosmoseanlage (OA), eingesetzt werden. Wird kein VE-Wasser verwendet, verbleiben Mineralsalze oder organische Partikel auf der Oberfläche. Dies kann zu Fouling und somit zu einer Verminderung der Leistungsfähigkeit führen. Bei Systemen mit Umlaufwasser werden die Rückstände auf der Oberfläche hingegen durch einen Wasserüberschuss abgespült. In diesem Fall ist wie auch bei Nasskühltürmen der Einsatz einer Entsalzungsanlage in Kombination mit der Zudosierung von Korrosionsinhibitor, Biozid und Härtestabilisator ausreichend.

© Fraunhofer UMSICHT

Im Rahmen der Anlagenplanung wurden für die oben aufgeführten Rückkühlwerke Richtpreisangebote eingeholt. Die in den Angeboten genannten technischen Daten und Kosten werden nachfolgend gegenübergestellt. In Tabelle 4-2 sind die Auslegungsdaten für das Rückkühlwerk und in Tabelle 4-3 sind Kenndaten der Rückkühlsysteme aufgeführt.

Tabelle 4-2: Auslegungsdaten des Rückkühlwerkes

Beschreibung	Wert	Einheit
Rückkühlleistung	350	kW
Kühlwasservolumenstrom	50,2	m³/h
Vorlauftemperatur RKW	31	°C
Rücklauftemperatur RWK	25	°C
Außenlufttemperatur	33,5	°C
Feuchtkugeltemperatur	22	°C
relative Luftfeuchtigkeit	37 (als %-Angabe)	-

Tabelle 4-3: Charakteristika der untersuchten Kühlturmtypen

Typ Rückkühlwerk	Adiabates Kühlsystem	Hybridkühler		Nasskühlturm, geschl.	Nasskühlturm, offen
		Modell A	Modell B		
Wasseraufbereitung*	OA	EA	OA	EA	EA
Verdunstungswasser	0,6 m³/h	0,62 m³/h	0,49 m³/h	0,79 m³/h	0,55 m³/h
Abschlämmwasser	-	0,30 m³/h	-	0,32 m³/h	0,16 m³/h
Umschaltpunkt nass/trocken	15,4 °C	21 °C	20 °C	immer nass	immer nass
Leistungsaufnahme, Pumpe	2,5 kW	1,4 kW	1,1 kW	2,2 kW	2,2 kW
Leistungsaufnahme. Lüfter	13,6 kW	6 kW	15 kW	11 kW	4 kW

* OA für Umkehrosmoseanlage, EA für Entsalzungsanlage

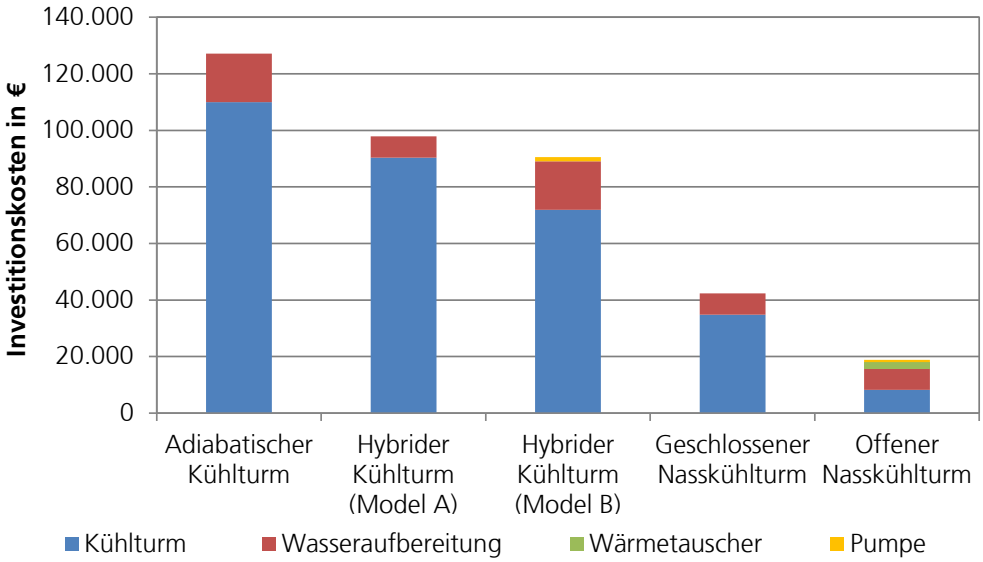
Insgesamt werden fünf Richtpreisangebote ausgewertet. Für den Hybridkühler liegen zwei Richtpreisangebote vor (Modell A und Modell B). Das adiabate Kühlsystem und die Hybridkühler besitzen einen Umschaltpunkt für den Wechsel zwischen trockener und nasser Betriebsweise. Als Kriterium zum Wechsel der Betriebsweise dient die Umgebungslufttemperatur.

Alle Rückkühlsysteme benötigen eine Wasseraufbereitung, um die Wasserparameter des Frischwassers so anzupassen, dass es als Sprüh- oder Zusatzwasser dem System zugeführt werden kann. Das adiabate Kühlsystem und der Hybridkühler Model B benötigen vollentsalztes Wasser, was den Einsatz einer Osmoseanlage bedingt. Die anderen drei Systeme benötigen eine Entsalzungsanlage sowie zwei Dosierpumpen für Biozid und Korrosionsinhibitoren zur Wasserbehandlung. Die Investitionskosten für die Wasseraufbereitung werden bei der Gesamtkostenrechnung berücksichtigt sowie die Investitionskosten für Wärmeübertrager und Pumpen, soweit nicht schon bereits in den Richtpreisangeboten

© Fraunhofer UMSICHT

enthalten. Die Investitionskosten der Rückkühlsysteme sind in Abbildung 4-5 aufgetragen.

Abbildung 4-5: Investitionskosten der Rückkühlsysteme



Der offene Kühlturm ist das günstigste Rückkühlsystem, mit Anschaffungskosten von ca. 20.000 €. Damit entsprechen die Investitionskosten der Hälfte derer des geschlossenen Kühlturms, aber vor allem nur etwa 15 % der Investitionskosten des adiabaten Kühlsystems, das mit 120.000 € das teuerste System ist. Die Wasseraufbereitung erzeugt mit der Umkehrosmoseanlage im Gegensatz zur Entsalzungsanlage in der Anschaffung mehr als doppelt so hohe Kosten. Der kleine hybride Nasskühlturm ist ebenfalls mit einer Umkehrosmoseanlage ausgestattet. Die anderen drei Systeme verfügen über eine Entsalzungsanlage.

Nachfolgend wird eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der verschiedenen Rückkühlsysteme auf Basis der Annuitätenmethode durchgeführt. Die Annuitätenmethode ermöglicht die Bewertung von energietechnischen Anlagen mit unterschiedlicher Erzeugungs- und Kostenstruktur sowie von Energieeinsparmaßnahmen. Systembedingte Mehrkosten einer Maßnahme und die daraus resultierenden Energie- bzw. Betriebskosteneinsparungen werden verknüpft. Die Annuitätenmethode wird in der VDI – 2067 Teil 1 „Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen“ zur Bewertung verschiedener Maßnahmen zur Energieeinsparung gebäudetechnischer Anlagen sowie in der Energietechnik zur Bewertung verschiedener Stromerzeugungstechnologien angewendet. Eine übliche Kennzahl zur Bewertung verschiedener Stromerzeugungstechnologien sind die Stromgestehungskosten, welche mithilfe der Annuitätenmethode aus dem Verhältnis der Annuität und der durchschnittlich jährlich erzeugten elektrischen Strommenge ermittelt werden (vgl. [Konstantin 2008], [Wissel et al. 2008] und [Kost et al. 2013]). Analog zur Berechnung von Stromgestehungskosten werden im Folgenden die Rückkühlgestehungskosten RGK für die verschiedenen Kühltürme und für das Szenario aus Tabelle 4-4. bestimmt. Die Berechnung erfolgt anhand von Gl. 4-3 nach [Konstantin 2008] (siehe auch [Kost et al. 2013]). Die im Rahmen des Szenarios angenommenen Volllast- und Betriebsstundenzahlen stellen übliche Werte für Bürogebäude in Deutschland dar.

© Fraunhofer UMSICHT

$$RGK = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^{n} \frac{B_t}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^{n} \frac{Q_{RKW,t}}{(1+i)^t}} \qquad \text{Gl. 4-3}$$

mit:
- I_0 — Investitionsausgaben [€]
- B_t — jährliche Betriebskosten im Bezugsjahr t [€]
- $Q_{RKW,t}$ — Rückkühlarbeit im jeweiligen Jahr [kWh]
- n — wirtschaftliche Nutzungsdauer [a]
- i — kalkulatorischer Zinssatz [%]
- t — Jahr der Nutzungsperiode (1, 2, …n)

Tabelle 4-4: Parameter des Berechnungsszenarios

Beschreibung	Wert	Einheit
Rückkühlleistung	350	kW
Volllaststunden	500	h/a
Betriebsstunden	1.500	h/a
Jahresarbeit RKW	175	MWh
Kapitalzins	3	%
Nutzungsdauer	15	A
Strompreis	0,3	€/kWh
Frischwasserkosten	2	€/m³
Abwasserkosten	1,43	€/m³
Kosten für Betriebsmittel der Entsalzungsanlage*	1	€/m³
Kosten für Betriebsmittel der Umkehrosmoseanlage	0,21	€/m³

* Härtestabil. & Korrosionsinhibitor: 0,21 €/m³; Biozid: 0,49 €/m³ Salz: 0,3 €/m³

Die Betriebskosten der Anlage setzen sich aus den Kosten für den Frischwasserbedarf sowie Abwassergebühren, den Kosten für die benötigten Chemikalien der Wasseraufbereitungsanlage sowie den Stromkosten für die Hilfsaggregate zusammen.

Zur Bestimmung des Wasserverbrauchs der Kühltürme sind aufwändige Simulationsrechnungen für konkrete Szenarien erforderlich. Der Grund hierfür ist, dass die Hybridkühler und das adiabate Rückkühlwerk in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen im Nass- oder Trockenbetrieb arbeiten. Der offene und der geschlossene Nasskühlturm arbeiten zwar immer im Nassbetrieb, es wird jedoch ein Teil der Abwärme als sensible Wärme an die Luft übertragen. Im Rahmen der hier durchgeführten statischen Betrachtung wurden vereinfachend

© Fraunhofer UMSICHT

die in Tabelle 4-5 angegebenen Werte für den Anteil der Verdunstungskühlung bei der Wärmeabfuhr angenommen.

Tabelle 4-5: Anteil Verdunstungskühlung

Typ Rückkühlwerk	Adiabates Kühlsystem	Hybridkühler		Nasskühlturm, geschl.	Nasskühlturm, offen
		Modell A	Modell B		
Anteil Verdunstungskühlung	25 %	25 %	25 %	100 %	100 %

Der Wasserverbrauch für eine Kühlperiode setzt sich wiederum für die Systeme mit Entsalzungsanlagen aus dem Verdunstungswasser $m_{RKW,VW}$ und dem Abschlämmwasser $m_{RKW,AS}$ zusammen. Bei den Systemen mit Osmoseanlage fällt lediglich das Verdunstungswasser an. Das Verdunstungswasser $m_{RKW,VW}$ wird nach Gl. 4-4 und das Abschlämmwasser $m_{RKW,AS}$ nach Gl. 4-5 berechnet. Die Jahreskühlarbeit des Rückkühlwerks Q_{RKW} ergibt sich als Produkt aus der Kühlleistung $\dot{Q}_{RKW}$ und der Volllaststundenzahl. Die Verdampfungsenthalpie r wird als konstant mit einem Wert von 2250 kJ/kg und der Eindickungsfaktor ED mit einem Wert von 3,5 angenommen.

$$m_{RKW,VW} = \frac{Q_{RKW} \cdot F_{VW}}{r} \qquad \text{Gl. 4-4}$$

mit: F_{VW} — Anteil Verdunstungskühlung

r — Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]

$$m_{RKW,AS} = \frac{m_{RKW,VW}}{ED - 1} \qquad \text{Gl. 4-5}$$

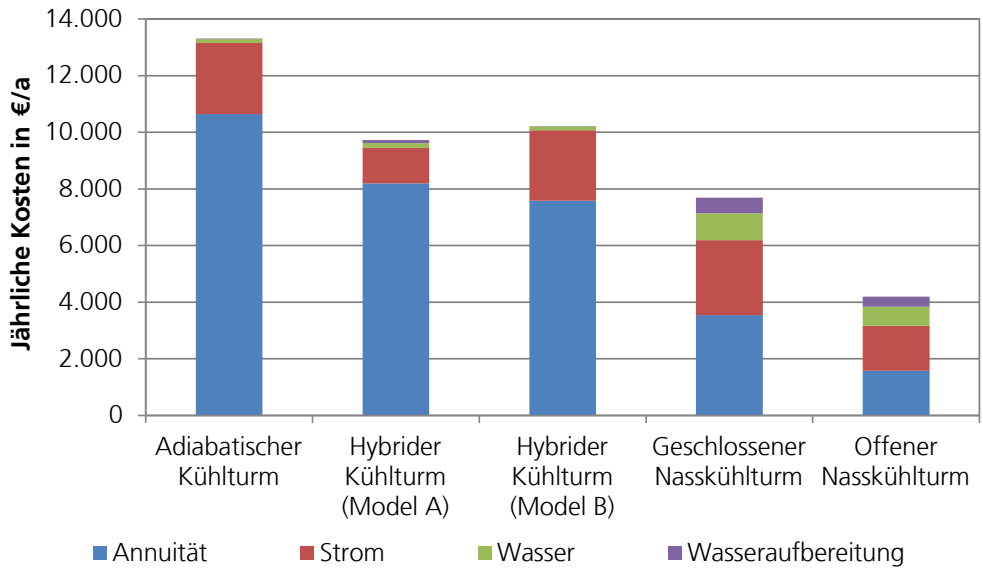
mit: ED — Eindickungsfaktor

Die benötigte Strommenge der Lüfter und Pumpen wird vereinfachend für geregelte Antriebe aus dem Produkt der Volllaststunden und der Anschlussleistung gebildet. Für Antriebe, die nur geschaltet werden, wird mit dem Produkt aus Jahresbetriebsstunden und Antriebsleistung gerechnet.

In Abbildung 4-6 sind die jährlichen Betriebs- und Kapitalkosten der Rückkühlsysteme vergleichend dargestellt.

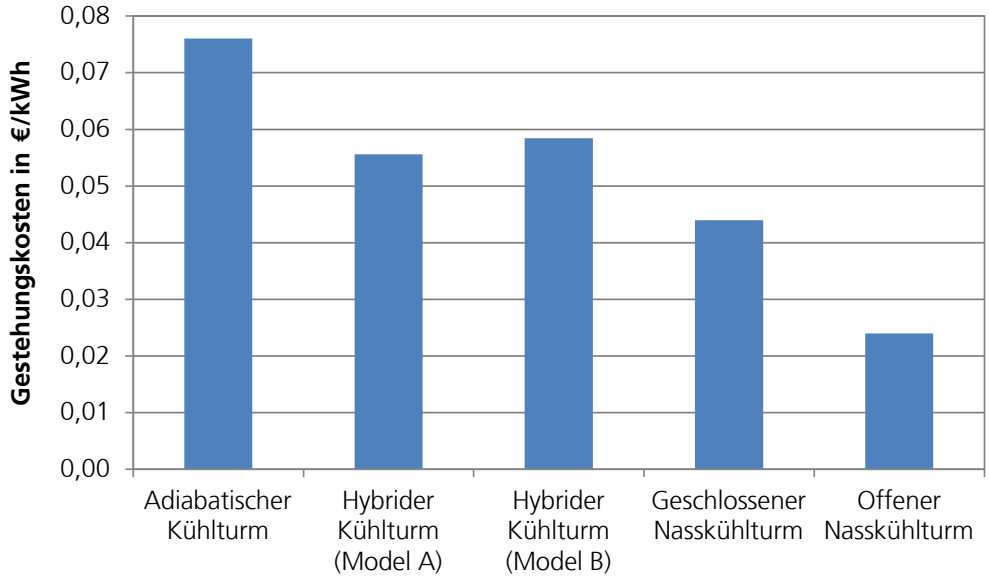
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 4-6: Betriebs- und Kapitalkosten Rückkühlsysteme



Die jährlichen Kosten der Rückkühlsysteme bestehend aus Annuität, also Kapitalkosten, und Betriebskosten liegen zwischen ca. 4.200 und 13.300 € pro Jahr. Bei dem adiabaten Kühlsystem und den beiden Hybridkühlern beträgt der Anteil der Kapitalkosten deutlich mehr als 70 % der jährlichen Kosten, während dieser Kostenanteil bei den Nasskühltürmen mit 38 bzw. 46 % viel geringer ist. Der Vorteil der Hybridkühler und des adiabaten Kühlsystems ist der geringere Wasserverbrauch, wodurch die Betriebskosten stark reduziert sind. Für das gewählte Untersuchungsszenario zeigt sich jedoch, dass die hören Investitionskosten nicht durch die geringeren Betriebskosten kompensiert werden können. Bei einer Jahresrückkühlarbeit von 175 MWh ergeben sich die in Abbildung 4-7 aufgetragenen Gestehungskosten für die Wärmeabfuhr.

Abbildung 4-7: Gestehungskosten der Rückkühlsysteme



Es zeigt sich, dass das adiabate Kühlsystem unter den hier zugrundeliegenden Rahmenbedingungen mit ca. 7,6 €ct/kWh die höchsten und der offene Kühl-

© Fraunhofer UMSICHT

turm mit etwa 2,4 €ct/kWh die geringsten Gestehungskosten für die Rückkühlung besitzen. Es sei betont, dass für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung Richtpreisangebote für den konkreten Einsatz am Standort Karlsruhe vorliegen. Eine abweichende Preisstellung und Rahmenbedingungen für andere Standorte, würden gegebenenfalls zu einem anderen Ergebnis führen.

Da es am Standort Karlsruhe zur Zeit der Anlagenplanung keine weitere Einschränkung hinsichtlich der Wahl des Rückkühlsystems gab - teilweise ist die Aufstellung von offenen Kühltürmen in Innenstadtbereichen unerwünscht - und die Lärmschutzauflagen von allen Systemen eingehalten werden können, wurde für die Demonstrationsanlage ein offener Kühlturm gewählt.

© Fraunhofer UMSICHT

5 Vorversuche zur Erprobung der Technologien

5.1 Vorversuche zur direkten Dampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren

5.1.1 Versuchsaufbau und Ziele

Die Tests zur direkten Dampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren wurden von der Firma Ritter durchgeführt und in deren eigenständigem Teilbericht [Bauer 2015] dokumentiert. Nachfolgend werden die wesentlichen Erkenntnisse aus den Vordersuchen zur direkten Dampferzeugung zusammengefasst.

Im Rahmen der Vorversuche wurde zunächst getestet, wie sich die Vakuumröhrenkollektoren im Dampfbetrieb verhalten und welche Dampfparameter mit den Vakuumröhrenkollektoren zu erzielen sind. Konkret wurde versucht, das Wasser am Kollektorausgang bei unterschiedlich vorgegebenen Drücken und herrschenden Wirkungsgraden vollständig zu verdampfen und etwas zu überhitzen, sodass es den Solarkollektor als Heißdampf verlässt. Durchfluss und Temperatur des Dampfs sollen möglichst konstant bleiben. Auf die Versuchsergebnisse aufbauend erfolgt die spätere Planung des Solarkollektorfeldes der Demonstrationsanlage mit 80 parallel und seriell verschalteten Solarkollektoren sowie die Planung und das Regelungskonzept der Volumenströme in Abhängigkeit der Prozessparameter. Die Vorversuche wurden zunächst mit einem einzelnen Kollektor durchgeführt, der auf dem Gelände der Firma Ritter als Outdoor-Versuch aufgebaut wurde und in Abbildung 5-1 zu sehen ist.

Abbildung 5-1: Outdoor-Versuchsstand der Firma Ritter [Bauer 2015]

Hinführend auf diesen Versuch fanden Tests von Versuchskomponenten in den Laborräumen der Fa. Ritter statt. Die Planung, der Versuchsaufbau und die Auswertung wurden von einer Masterarbeit in Kooperation mit der Universität

Kassel begleitet. Die Masterarbeit trägt den Titel „Direkte Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren“ [Dong 2011]. Die Herausforderung bei den Vorversuchen war, mit einem einzelnen, intern seriell verschalteten Solarkollektor, Dampf mit möglichst konstanter Temperatur und hohem Wirkungsgrad zu erzeugen. Deswegen wurden die Untersuchungen auf den Zustand des Dampfs am Ausgang des Kollektors konzentriert. Ferner wurde von der MPA Stuttgart [MPA Stuttgart 2012] eine Werkstoffprüfung der Kollektormaterialien durchgeführt, um die Eignung der Solarkollektoren zur Dampferzeugung nachzuweisen. Die Untersuchungen ergaben, dass die für die Versuche ausgewählten Standardmaterialien trotz intensivster Beanspruchung über 3,5 Jahre mit sauerstoffreichem Fluid keine Veränderungen aufwiesen, die eine Gefahr in Form von Bauteilversagen befürchten lassen mussten.

Der Versuchsaufbau bestand aus einem CPC 40 Allstar Solarkollektor als Dampferzeuger, einem Rohrregister als Verflüssigungsstrecke und einer Dosierpumpe mit vorgeschaltetem Ausgleichsgefäß. Als Arbeitsmedium wurde destilliertes Wasser verwendet, das die Anlage im geschlossenen Kreislauf durchströmt und dabei periodisch seinen Aggregatzustand wechselt. In Abbildung 5-2 ist das Verfahrensschema des Versuchsaufbaus dargestellt. Gegenüber den Standardkomponenten wurden kleinere Anpassungen an der Kollektorverrohrung vorgenommen, wie z.B. die Verwendung besonders strömungsgünstiger Anschlussstücke sowie die Verwendung hochwertiger Edelstahlkomponenten und stärkerer Dämmung am Solarvorlauf. Auf eine Nutzung des Dampfs bspw. durch Kühlung oder Umwandlung der im Dampf enthaltenen Energie in mechanische Arbeit wurde verzichtet. Nach dem Kollektor war ein druckregelbares Überströmventil als Drosselventil installiert.

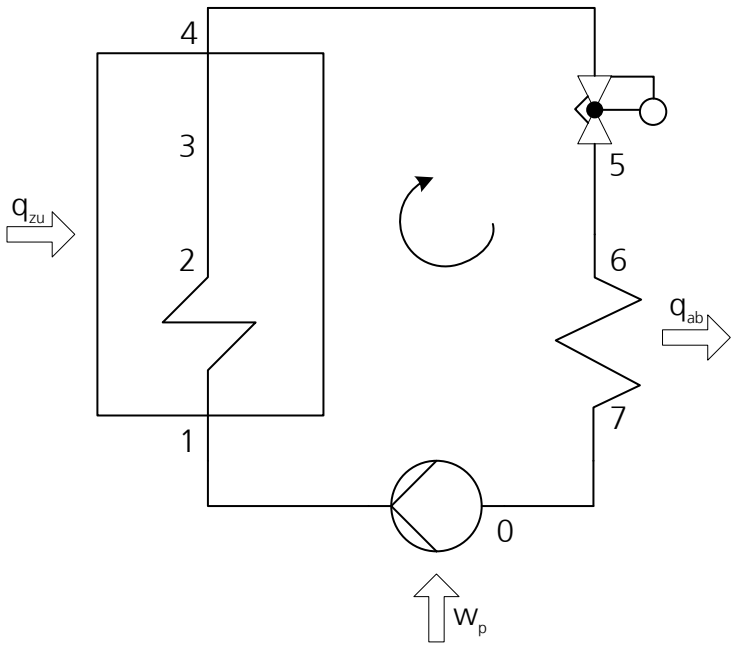


Abbildung 5-2:
Verfahrensschema des Versuchsaufbaus
[Bauer 2015]

Die Dosierpumpe fördert flüssiges Wasser aus einem Ausdehnungsgefäß in den Dampferzeuger und hebt den Druck auf den am Überströmventil eingestellten Dampfdruck an (0 → 1). Im Solarkollektor wird das Wasser erwärmt und ver-

© Fraunhofer UMSICHT

dampft sowie der Dampf überhitzt. Dieser Prozess findet in drei Bereichen des Solarkollektors statt. In einem ersten Bereich findet die Vorwärmung des Wassers statt (1 → 2), anschließend wird das Wasser durch isobare Wärmezufuhr bis zur Siedetemperatur erhitzt. Danach beginnt in einem zweiten Bereich die Dampferzeugung mit zunehmendem Dampfanteil bis zum Sattdampf (2 → 3). Die Dampferzeugung verläuft isobar und isotherm. Durch weitere Wärmezufuhr wird im dritten Bereich des Solarkollektors, dem „Überhitzungsbereich", der Sattdampf isobar bei steigender Temperatur in Heißdampf umgewandelt und expandiert bis zum Solarkollektoraustritt (3 → 4). Anschließend wird der Dampf im druckgeregelten Überströmventil wieder entspannt (4 → 5). Zwischen Kollektoraustritt und Überströmventil ist das Rohr isoliert, um eine starke Abkühlung des Heißdampfs und Kondensation zu vermeiden. Im Überströmventil wird der Druck reduziert, sodass der Dampf in der Verflüssigungsstrecke bei niedrigerer Temperatur „enthitzt" (5 → 6), kondensiert (6 → 7) und unterkühlt (7 → 0) werden kann. Am Ende der Verflüssigungsstrecke nähert sich die Temperatur des vollständig verflüssigten Kondensats der Umgebungstemperatur. In Abbildung 5-3 ist der Prozessverlauf in einem T,s-Diagramm dargestellt.

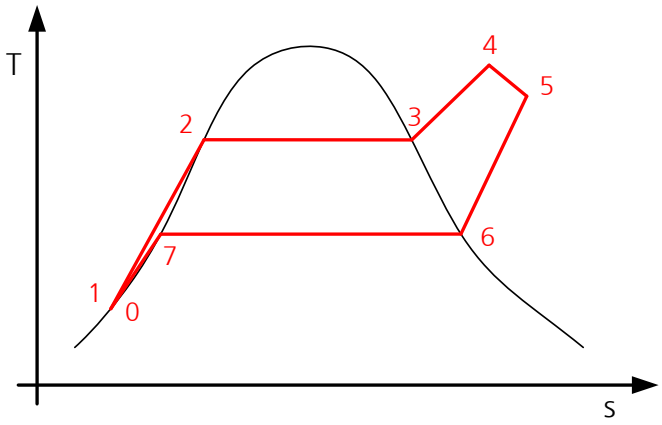


Abbildung 5-3: Prozessverlauf im T,s-Diagramm [Dong 2011]

Die Dosierpumpe bringt das Wasser bei Umgebungstemperatur T_1 vom Kondensatordruck p_k auf den Siede- bzw. Verdampfungsdruck p_s. Der Verdampfungsdruck p_s wird durch das Überströmventil am Kollektoraustritt bestimmt. Dieser Prozess findet annähernd isentrop statt, wobei die Temperatur und die Enthalpie nur sehr gering steigen. Die Erhöhung der Temperatur folgt der Beziehung $dT = p\,dv$. Die Änderung des spezifischen Volumens dv ist bei nahezu inkompressiblen Medien sehr gering. Die von der Pumpe als elektrische Energie benötigte Arbeit w_p ist deshalb auch sehr gering. An dieser Stelle wird keine Wärme übertragen. Von Punkt 1 bis Punkt 2 erfolgt eine isobare Erwärmung von der Umgebungstemperatur T_1 auf die Siedetemperatur T_2, die dem Verdampfungsdruck p_s entspricht. Zwischen den Punkten 2 und 3, im sogenannten Nassdampfgebiet, findet eine isobare Verdampfung statt. Die Temperatur bleibt konstant $T_2 = T_3$. Der Dampfgehalt nimmt von $x_2 = 0$ auf $x_3 = 1$ zu und bewirkt eine starke Volumenzunahme. Im Nassdampfgebiet liegen zwei Phasen vor, die flüssige und die gasförmige Phase des Wassers. Die flüssige und die gasförmige Phase haben im Zustand des thermodynamischen Gleichgewichts den gleichen Druck und die gleiche Temperatur. Das spezifische Volumen v des Nassdampfes berechnet sich aus dem spezifischen Volumen v' des flüssigen

© Fraunhofer UMSICHT

Wassers und dem spezifischen Volumen v'' des Dampfes und mit dem Dampfgehalt x entsprechend nachfolgender Gleichung.

$$v = v' + x(v'' - v') \qquad \text{Gl. 5-1}$$

Die Enthalpie h des Nassdampfes berechnet sich analog mit

$$h = h' + x(h'' - h') \qquad \text{Gl. 5-2}$$

unter Verwendung der spezifischen Enthalpie des Wassers h' und der spezifischen Enthalpie des Dampfes h'', wobei die Verdampfungsenthalpie

$$r = (h'' - h') \qquad \text{Gl. 5-3}$$

entspricht. Von Punkt 3 bis Punkt 4 findet eine isobare Überhitzung des Dampfes statt. Die Temperatur erhöht sich von der Sattdampftemperatur T_3 auf die Heißdampftemperatur T_4 und das Volumen des Dampfes nimmt weiter zu, wobei der Druck konstant bleibt. Die drei Prozesse zwischen den Zustandspunkten 1 – 4 sind mit einer Wärmezufuhr im Solarkollektor verbunden, die durch Nutzung der Solarstrahlung realisiert wird. Dabei wird dem Massenstrom $\dot{m}_w$ des Wassers die Wärmeleistung $\dot{Q}_{zu}$ zugeführt und es gilt Gl. 5-4.

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_w(h_4 - h_1) \qquad \text{Gl. 5-4}$$

Setzt man diese Wärmeleistung $\dot{Q}_{zu}$ ins Verhältnis zum Produkt der Solarstrahlung $\dot{I}$ und der Kollektorfläche A_K, entsprechend Gl. 5-5, kann so der Wirkungsgrad des Solarkollektors η_K bestimmt werden.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{zu}}{\dot{I} \cdot A_K} \qquad \text{Gl. 5-5}$$

Die Annahme, dass die Wärmezufuhr zwischen den Punkten 1 und 4 isobar verläuft ist eine idealisierte Betrachtung. Tatsächlich treten im Solarkollektor Strömungsverluste auf, so dass der Druck von der Pumpe bis hin zum Überströmventil am Kollektoraustritt abnimmt. Die entsprechende Siedetemperatur am Kollektorausgang kann folglich niedriger als am Kollektoreingang sein, soweit am Kollektorausgang noch Nass- oder Sattdampf vorliegt.

Der Wärmeübergang im Solarkollektor und die Wärmeverluste beeinflussen den Wirkungsgrad des Solarkollektors stark. Ein Ziel der Versuche ist die Überprüfung, ob auch bei der Dampferzeugung - im Gegensatz zur reinen Wassererwärmung - typische, der Kennlinien entsprechende Wirkungsgrade mit dem Solarkollektor erreicht werden können. Diese Kennlinien werden mit Gl. 3-1 berechnet.

© Fraunhofer UMSICHT

Zunächst wurden die Versuche mit dem Solarkollektor Star Azzurro/Allstar durchgeführt. Nachdem feststand, dass für die Demonstrationsanlage ein neuer Typ, der AquaPlasma Solarkollektor, zur Verfügung steht, wurde der Solarkollektor des Versuchstands so modifiziert, dass seine Kennwerte dem AquaPlasma-Kollektor entsprechen. Die Kennwerte beider Solarkollektoren sind in Tabelle 5-1 aufgeführt.

Tabelle 5-1: Kennwerte zur Kennlinienberechnung der Solarkollektoren Azzurro/Allstar und AquaPlasma

Beschreibung	**Azzurro/Allstar**	**AquaPlasma**
Optischer Wirkungsgrad η_0	0,644	0,688
Koeffizient a_1	0,749 W/(m²K)	0,583 W/(m²K)
Koeffizient a_2	0,005 W/(m²K²)	0,003 W/(m²K²)

Zusätzlich zum Kollektorwirkungsgrad während der Dampferzeugung wurden Tagesnutzungsgrade $\bar{\eta}_{K,Tag}$ bestimmt, die eine Aussage über die erzielbare Systemausnutzung ermöglichen. Es gilt Gl. 5-6.

$$\bar{\eta}_{K,Tag} = \frac{Q_{zu}}{I \cdot A_K} \qquad \text{Gl. 5-6}$$

5.1.2 Versuchsergebnisse der direkten Dampferzeugung

Eine zusammenfassende Auswertung einzelner Versuchstage ist mit dem Diagramm in Abbildung 5-4 gegeben. Die Versuchsfahrten wurden mit dem CPC Allstar 40 durchgeführt. In dem Diagramm sind nur Versuchstage berücksichtigt, an denen mit dem Solarkollektor tatsächlich auch Dampf erzeugt wurde, dies war aufgrund des Wetters nicht an jedem Versuchstag möglich. Schon zu Beginn der Versuche lagen die ermittelten durchschnittlichen Kollektorwirkungsgrade um oder über 0,5.

© Fraunhofer UMSICHT

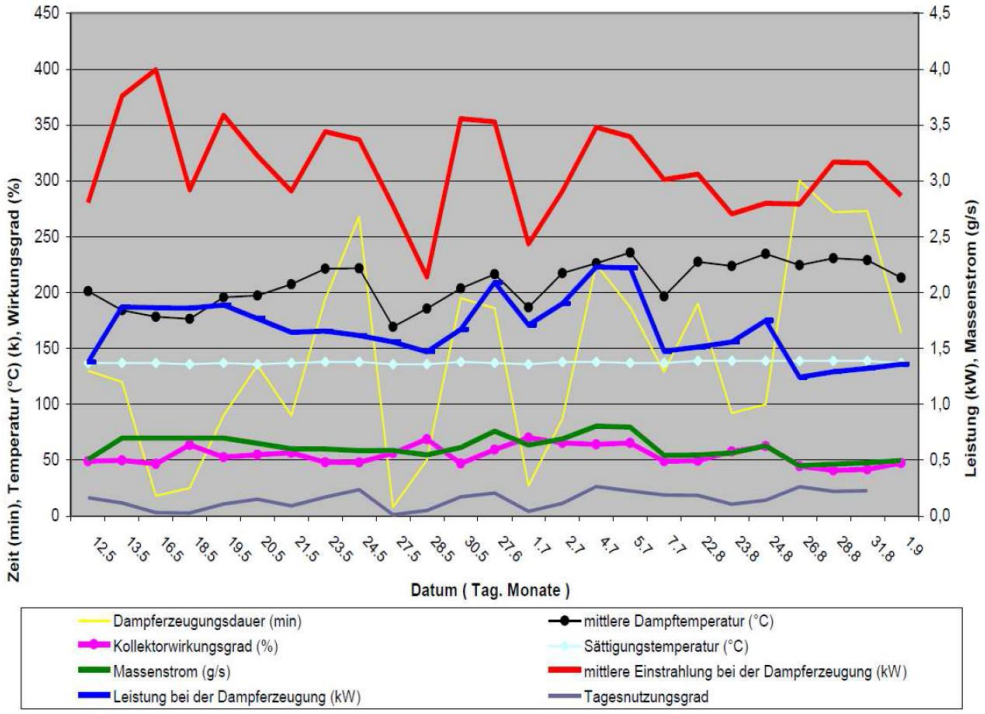


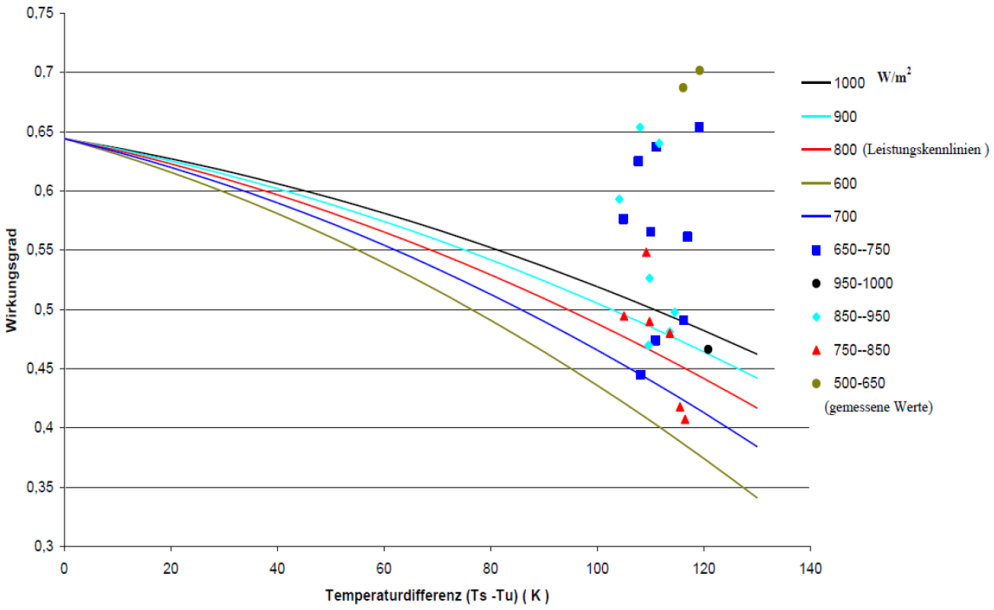
Abbildung 5-4: Einzelne Versuchstage mit Standardkollektor CPC Allstar 40 [Dong 2011]

Zu Beginn der Versuchsperiode war die Zeitdauer der Dampferzeugung pro Tag kurz. Durch fortwährende Anpassungen der Regelungsparameter wurden die Zeiträume der Dampferzeugung verlängert, sodass am Ende der Versuchsperiode deutlich größere Zeiträume erzielt werden konnten. Ferner konnten die Tagesnutzungsgrade von durchschnittlich 11 % im Mai auf durchschnittlich 19 % im August gesteigert werden. Bei den Versuchen zeigte sich, dass der erzielbare Tagesnutzungsgrad von der geforderten Dampfqualität und den Wetterbedingungen abhängig ist. Starke Solarstrahlungsschwankungen werden durch die Wärmekapazität des Solarkollektors ausgeglichen, die notwendige „Pufferzone“ mit erhöhten Temperaturen im Bereich von Überhitzungen von mindestens 40 bis 60 K, wirkt sich jedoch negativ auf den Gesamtwirkungsgrad des Solarkollektors aus. Da bei den Versuchen stets überhitzter Dampf produziert werden sollte, trat dieser Effekt deutlich hervor.

In Abbildung 5-5 sind Kollektorkennlinien für unterschiedliche Einstrahlungsleistungen der Solarstrahlung sowie scheinbare, erzielte Wirkungsgrade aufgetragen. Es handelt sich hier nur um scheinbare, erzielte Wirkungsrade, da bei der Berechnung des Kollektorwirkungsgrades der Einfluss der Wärmekapazität des Solarkollektors auf den zeitlichen Verlauf der abgegebenen Wärmeleistung unberücksichtigt blieb.

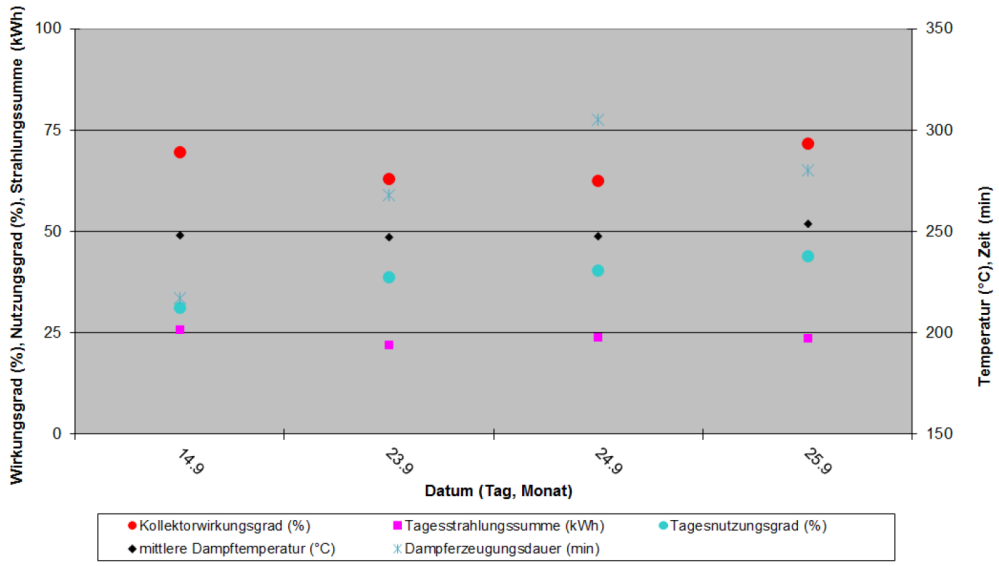
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-5: Vergleich gemessene Wirkungsgrade mit Kennlinien des Standardkollektors CPC Allstar 40 [Dong 2011]



Die erzielten Wirkungsgrade liegen im Bereich der Kennlinien und darüber. Zum Ende der Versuchsperiode wurde der Solarkollektor modifiziert. Komponenten des weiterentwickelten Solarkollektors AquaPlasma standen zur Verfügung, die zur Leistungssteigerung installiert wurden. Hierzu zählen die Vakuumröhren und die Spiegel, sodass es sich bei dem Kollektor nach dem Umbau, um einen dem AquaPlasma Kollektor gleichwertigen Solarkollektor handelte. In Abbildung 5-6 sind Versuchsergebnisse von vier Versuchstagen mit dem modifizierten Solarkollektor aufgetragen.

Abbildung 5-6: Einzelne Versuchstage mit dem Solarkollektor AquaPlasma [Dong 2011]



An den vier Versuchstagen wurden Tagesnutzungsgrade um 40 % und Kollektorwirkungsgrade um 65 % erzielt. Die Zeitdauer der Dampferzeugung an den Tagen variiert zwischen 220 und 300 Minuten.

© Fraunhofer UMSICHT

5.2 Vorversuche zur Entwicklung des Latentwärmespeichers

Im Rahmen der Entwicklung des Latentwärmespeichers wurden zunächst verschiedene Vorversuche zur Konzeptfindung durchgeführt, um ein geeignetes Speicherkonzept für die Anwendung in der Demonstrationsanlage zu identifizieren. Folgende Auflistung fasst die Arbeitsschritte der Vorversuche zur Konzeptfindung zusammen:

- Untersuchung der Zyklenstabilität bzw. Alterung verschiedener Latentwärmespeichermaterialien (Aufprägung von Temperaturrampen)
- Auswahl eines Latentwärmespeichermaterials
- Entwicklung und konstruktive Umsetzung verschiedener Speicherkonzepte
- Durchführung von Versuchsreihen mit den Testspeichern
- Auswertungen der experimentell gewonnenen Ergebnisse der Testspeicher
- Bewertung der verschiedenen Speicherkonzepte im Hinblick auf die Eignung für eine Großanlage
- Auswahl eines Speicherkonzepts für die Demonstrationsanlage

Im Folgenden werden die einzelnen Schritte der Entwicklung des Latentwärmespeichers detailliert beschrieben.

Im Rahmen der Untersuchung der Zyklenstabilität verschiedener Latentwärmespeichermaterialien wurde die Alterung des Materials mittels aufgeprägten Temperaturrampen untersucht. Die Versuche zur Zyklenstabilität wurden in einer Minitestkammer (Ofen) der Firma Heraeus Vötsch vom Typ VMT 07/35 für die in Tabelle 2-1 bereits vorgestellten Speichermaterialien (siehe S. 15) durchgeführt. In Tabelle 5-2 sind die Materialzustände im Auslieferungszustand sowie Angaben zu den Herstellern enthalten.

Tabelle 5-2: Hersteller und Zustand der untersuchten Latentwärmespeichermaterialien

Proben-nr.	Material	Zustand	Hersteller
	Kunststoff		
1	GHR 8110 [PE-HMW bzw. PE 8110]	Pulver	Ticona
2	GUR 4120 [PE-UHMW bzw. PE 4120]	Pulver	Ticona
3	Licocene PE 4201	Granulat	Clariant
4	Licocene PP 6102	Granulat	Clariant
5	Licocene PP 7502	Granulat	Clariant

© Fraunhofer UMSICHT

	Salzhydrate		
6	ASD - KNO3-NaNO2-NaNO3	Pulver	Durferrit
	Zuckeralkohol		
7	Mannitol	Pulver	k. A.
8	Palatinitol (Isomalt)	Pulver	k. A.

Abbildung 5-7 zeigt ein Foto der Minitestkammer der Firma Heraeus Vötsch.

Abbildung 5-7: Minitestkammer Heraeus Vötsch VMT 07/35

Für die Versuchsdurchführung wurden 100 g des jeweiligen Probenmaterials in Probedosen (ø 70 mm x 100 mm) gefüllt. Zur Temperaturerfassung wurden Thermoelemente des Typs K eingesetzt. Es wurden Langzeittests mit mehr als dreißig Temperaturwechseln zwischen 20 und 180 °C durchgeführt. Die Testkammertemperatur variiert gemäß einer vorgegebenen Temperaturkurve: 60 min Aufheizen, 60 min konstantes Warmhalten bei 180 °C, 60 min Abkühlen. Die zeitlichen Temperaturverläufe in den Speichermaterialien wurden dabei aufgezeichnet und ausgewertet. Im Rahmen der Auswertung wurde geprüft, ob sich die Temperaturbereiche beim Schmelzen und Erstarren verschieben oder ob sie konstant bleiben. Bleiben die Temperaturbereiche beim Schmelzen und Erstarren konstant, wird davon ausgegangen, dass sich die thermischen Eigenschaften des Materials nicht geändert haben und das Material somit geeignet ist. Vor und nach den Versuchen bei 180 °C wurden die Proben fotografiert. Abbildung 5-8 zeigt Bilder von LICOCENE 4201 vor den Versuchen im Ofen (links) und nach dem zweiten, vierten und sechsten Versuch bei 180 °C mit Luftkontakt.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-8:
Bilder von LICOCENE 4201 vor den Versuchen im Ofen (links) und nach dem zweiten, vierten und sechsten Versuch bei 180 °C mit Luftkontakt

In Abbildung 5-9 ist der Temperaturverlauf des Polyethylens LICOCENE 4201 nach einer Aufheizung auf ca. 180 °C und anschließender aktiver Entladung, d.h. der Ofen wird gemäß der Temperaturkurve herunter gekühlt, dargestellt. Aufgrund der verschiedenen Temperaturkurven bei der Aufheizung und Abkühlung sieht der Phasenwechselbereich beim Schmelzen und Erstarren unterschiedlich aus. Deutlich sichtbar ist der Bereich des Phasenwechsels bei ca. 120 °C in Form eines Plateaus bei der Abkühlung. 30 Minuten nach dem Beginn der Kühlphase (x-Achse bei 150 min) hat sich das Material soweit abgekühlt, dass es zu erstarren beginnt. Die unterschiedlichen Steigungen bei der Aufheizung sind folgendermaßen zu erklären: Nach dem ersten Aufheizen und anschließendem Abkühlen änderte das Material seinen Zustand von fest-flüssig und flüssig-fest. Dadurch sitzt das Thermoelement fest. Die Abbildung zeigt einen abrupten Anstieg der Temperatur nach 60 Minuten. Dieser hängt von der Änderung der Heizrate ab.

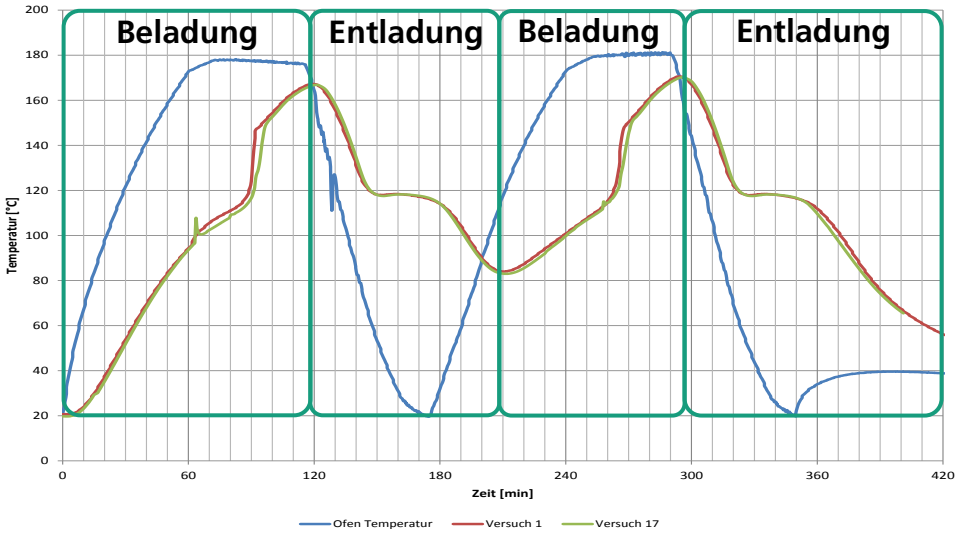


Abbildung 5-9:
Versuchsergebnisse von LICOCENE 4201 nach 34 Zyklen

Als Speichermaterial für den Wärmespeicher wurde nach den Vorversuchen PE ausgewählt. Gründe hierfür sind, dass das Material aufgrund des passenden Schmelzbereichs, der hohen Schmelzenthalpie und der guten Handhabbarkeit geeignet ist und mittels der Versuche die Zyklenstabilität nachgewiesen werden konnte.

Im Rahmen der Vorversuche wurden verschiedene Speicherkonzepte entwickelt:

© Fraunhofer UMSICHT

1) Laborspeicher mit formstabilen PE-Stäben

2) Einrichtung eines Versuchsstandes
    a. Querdurchströmter Speicher mit PE-Stäben
    b. Stabspeicher mit verschiedenen PE-Stäben
    c. Lamellenwärmeübertrager mit verschiedenen PE-Pulver

Das erste Speicherkonzept basiert auf formstabil schmelzenden Profilstangen aus vernetztem Polyethylen (PE-X). Durch die Formstabilität beim Schmelzvorgang ist es möglich, das Speichermaterial in einer definierten Form, auch während des Schmelz- bzw. Erstarrungsvorgangs, im Speicher zu fixieren. Dadurch sind verschiedenste Anordnungen und Formen des Speichermaterials realisierbar. Eine weitere für die adressierte Anwendung positive Eigenschaft von vernetztem PE ist die hohe Wärmebeständigkeit [Baumgärtel 1994].

Hergestellt werden die formstabil schmelzenden Profilstangen mittels Polymerisation. Die Vernetzung sorgt dafür, dass aus dem thermoplastischen PE-Werkstoff ein thermoelastischer PE-X-Werkstoff entsteht, der nicht mehr aufschmelzbar ist [Wehmeier]. Es gibt verschiedene Vernetzungsverfahren, wie z.B. Peroxidvernetzung (PE-Xa), Silanvernetzung (PE-Xb), Elektronenstrahlvernetzung (PE-Xc) und Azovernetzung (PE-Xd) [Martin 2011]. Als Vernetzungsverfahren für die Oberfläche des hier verwendeten Polyethylens wurde die Elektronenstrahlvernetzung ausgewählt. Auf die Eigenschaften der verschiedenen Vernetzungsarten wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen.

Eine höhere Wärmeleitfähigkeit des Materials wird durch die Vernetzung zwar nicht erreicht, jedoch können die Wärmeleitungsstrecken im Material gering gehalten werden. Bedingt durch eine große, mit dem Wasser in Kontakt stehende Fläche können somit prinzipiell hohe Be- und Entladeleistungen erzielt werden.

In Zusammenarbeit mit dem ILK Dresden (Institut für Luft- und Kältetechnik) wurden vernetzte PE-Stangen hergestellt. Die Eigenschaften sind in der Tabelle 5-3 aufgelistet.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-3: Eigenschaften der vernetzten PE-Stangen

Beschreibung	Wert	Einheit
Durchmesser PE-Stange	20,4	mm
Länge PE-Stange	150,6	mm
Volumen einer Stange	49,2	Cm³
PCM-Anteil	100	%
Masse einer Stange	45,6	g
Dichte	0,93	g/cm³
DSC-Ergebnis, Schmelzpunkt-Onset	125	°C
DSC-Ergebnis, Schmelzpunkt-Peak	132	°C
DSC-Ergebnis, Schmelzenthalpie	149	J/g
Schmelzpunkt makroskopische Probe	130	°C
Erstarrungspunkt makroskopische Probe	120,5	°C

Abbildung 5-10 zeigt die verwendeten Polyethylen-Stangen vor der Anwendung.

Abbildung 5-10: Polyethylen-Stangen vor der Anwendung

Mit den vernetzten PE-Stangen wurden in einem kleinen Laborspeicher, Abbildung 5-11, Versuche unter den folgenden Bedingungen durchgeführt:

- Dauer eines Versuches: 120 min, davon 40 min > 130 °C, 60 min 100-130 °C und 20 min < 100 °C,
- die Stäbe wurden mit Dampf beaufschlagt,
- die Anlage wurde mit Leitungswasser betrieben,

© Fraunhofer UMSICHT

- im Speicher war der untere Teil der Stäbe teilweise im Wasser, wenn das Absperrventil unter dem Speicher geschlossen ist,

- Gesamtzahl der Versuche: 20 Zyklen. Daher ergibt sich eine Gesamtdauer der thermischen Belastung von mindestens 40 Stunden, davon ca. 13 Stunden in geschmolzenem Zustand.

Abbildung 5-11: Aufbau des Laborspeichers

Die Proben zeigten folgende Applikationsspuren: schwarzgrau und bräunliche Ablagerungen besonders im unteren Bereich, wahrscheinlich Schlamm aus dem Anlagensumpf und Rost (Abbildung 5-12). Verformungen der einzelnen Stäbe waren deutlich erkennbar.

Abbildung 5-12: Gealterte Polyethylen Stäbe nach der Anwendung im Speicher

Im Bereich der Halterung des Stabes war eine ringförmige Rille eingeschnitten. Da PE einen relativ hohen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von ca. 2×10^{-4} K^{-1} besitzt, führt eine Erwärmung von 20 °C auf 140 °C zu einer Dickenzunahme des Stabes von 2,4 % bzw. um 0,48 mm, wodurch es bei einer Halterung mit Presspassung zu dem genannten Effekt kommen kann.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-13: Stereomikroskopaufnahme der Oberflächenstruktur der Probe [Müller 2011]

Im oberen Bereich der Probe zeigten sich kleine kraterförmige Strukturen sowie weißliche Ablagerungen in Form von Ausschwitzungen (siehe Abbildung 5-13); diese Spezies haben oberflächlichen Charakter mit Tiefen der Größenordnung im µm-Bereich. Zur chemischen und strukturellen Zusammensetzung können ohne spezielle und aufwändige Untersuchungen keine Aussagen getroffen werden.

Aus einem gealterten Stab sowie aus unbehandeltem Referenzmaterial wurden Probenstücke (ca. 5 mg) entnommen und mittels Differential Scanning Calorimetry (DSC) untersucht. Dabei konnten keine signifikanten Veränderungen sowohl in den Schmelz-/Erstarrungstemperaturen als auch in den entsprechenden Enthalpien der Phasenübergänge des im Verlauf von ca. 40 h gealterten Materials im Vergleich zum unbehandelten Referenzmaterial festgestellt werden.

Durch die Hochschule Karlsruhe wurden der Firma Herotron EBeam Service GmbH folgende Proben vor der Applikation im Wärmespeicher zwecks Vernetzung gesendet. Die Tabelle 5-4 zeigt die Eigenschaften und Stückzahlen von den Proben.

Tabelle 5-4: Eigenschaften der Proben

Beschreibung	Wert	Einheit
PE-HD (Ø 20 mm)	6	Stck.
PE-HD (Ø 15 mm)	6	Stck.
PE-HD (Ø 10 mm)	6	Stck.
PE-UHMW bzw. PE 1000 (Ø 20 mm)	5	Stck.
PE 3361 Granulat	250	g
PE 4120 Granulat	500	g

Die Proben wurden mit folgenden Bestrahlungsdosen vernetzt (1Gy entspricht einer absorbierten Energiemenge von 1 Joule/kg).

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-5: Proben mit Bestrahlungsdosen

Probe	PE-HD Ø 20 mm	PE-HD Ø 15 mm	PE-HD Ø 10 mm	PE-UHMW Ø 20 mm	PE 3361 Granulat	PE 4120 Granulat
1	50 kGy	50 kGy	50 kGy	50 kGy	125 g mit 150 kGy	100 g mit 25 kGy
2	100 kGy	100 kGy	100 kGy	100 kGy	125 g mit 300 kGy	100 g mit 50 kGy
3	150 kGy	150 kGy	150 kGy	150 kGy	-	100 g mit 150 kGy
4	200 kGy	200 kGy	200 kGy	300 kGy	-	100 g mit 300 kGy
5	300 kGy	300 kGy	300 kGy	150 kGy in N2-Atmos-phäre	-	100 g mit 150 kGy in N2-Atmos-phäre
6	150 kGy in N2-Atmos-phäre	150 kGy in N2-Atmos-phäre	150 kGy in N2-Atmos-phäre	-	-	-

Die PE-HD Stangen mit ø = 10 mm, 15 mm und 20 mm, die vor der Vernetzung bei 140 °C nicht formstabil waren bzw. geschmolzen sind, waren danach formstabil. Unter dem Einfluss der Vernetzungsdosen wurde keine Veränderung festgestellt.

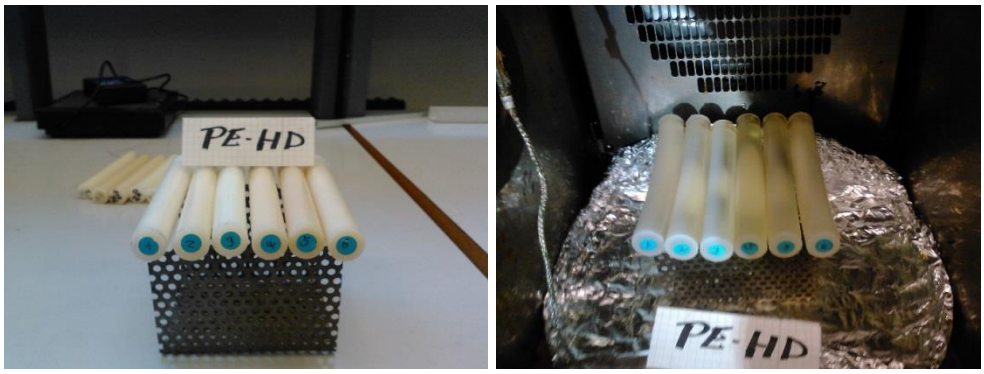


Abbildung 5-14: Bilder von PE-HD Stangen vor dem Versuch im Ofen (links) und nach dem Versuch bei 140 °C

PE-UHMW Stangen: Die PE-UHMW Stangen mit D = 20 mm waren wie vor der Vernetzung formstabil. Unter dem Einfluss der Vernetzungsdosen wurde keine Veränderung festgestellt.

Abbildung 5-15: Bilder von PE-UHMW (PE 1000) Stangen vor dem Versuch im Ofen (links) und nach dem Versuch bei 140 °C

© Fraunhofer UMSICHT

LICOCENE PE SI 3361 TP Granulat: Das mit zwei verschiedenen Dosen vernetzte Granulat ist bei konstanter Temperatur von 140 °C geschmolzen.

LICOCENE PE4101 GR Granulat: Das Granulat war formstabil.

Außerdem konnte kein Unterschied durch den Einfluss der Vernetzung in einer N2-Atmosphäre festgestellt werden.

Zur Klärung der Vernetzung mit verschiedenen Dosen und zur eventuellen Optimierung der Anwendungseigenschaften im Wärmespeicher sind umfangreiche Untersuchungen zur Materialentwicklung und -charakterisierung erforderlich, die nur im Rahmen umfangreicherer Forschungsprojekte bzw. Teilprojekte möglich sind. An dieser Stelle wird darauf nicht eingegangen.

Aufbauend auf diesen Vorversuchen wurde ein Versuchsstand errichtet, um das Speicherkonzept weiter zu untersuchen.

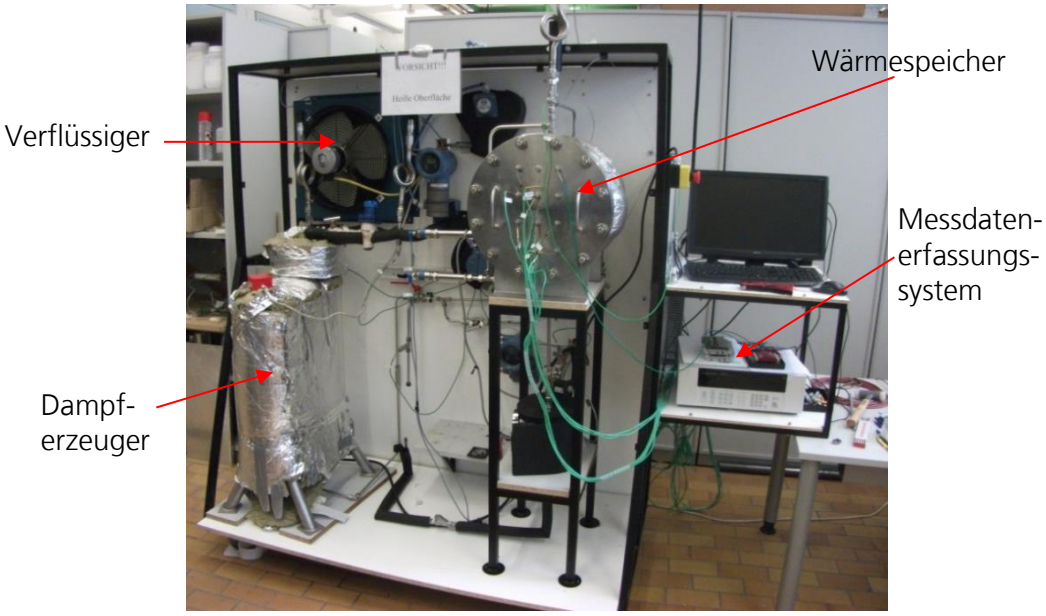
Mit Hilfe des Versuchstands wurden anschließend die Be- und Entladeprozesse untersucht. Unter dem Begriff „Beladungsvorgang" versteht man den gesamten Beladungsprozess, welcher dazu dient, die in den Wärmespeichern enthaltenen, verschiedenen PE-Speichermaterialien auf ein gewisses Temperaturniveau zu bringen. Dabei werden die Speichermedien, je nach Versuchsstandsaufbau direkt oder indirekt, mit Dampf erhitzt, um die geforderte Temperatur zu erreichen. Bei der direkten Erhitzung wird das Polyethylen durch in den Speicher einströmenden Dampf erwärmt. Bei der indirekten Erhitzung wird der Dampf dazu verwendet zunächst das Wasser zu erwärmen, welches dann das Speichermedium über einen Sekundärkreislauf erwärmt. Der Dampf wird dabei in der Versuchsanlage elektrisch in einem Wasserheizkessel erzeugt.

Beim „Entladungsvorgang" spricht man von der Abkühlung der verwendeten Speichermaterialien und der damit verbundenen Wärmeabgabe mit gleichzeitiger Dampferzeugung ohne zusätzliche Wärmezufuhr. Der Fokus liegt dabei auf der Dampferzeugung. Nachdem die erwünschte Temperatur des Polyethylens beim Beladen erreicht wird, wird je nach Anlagenprinzip durch Wassereinspritzung auf die Speichermaterialoberfläche oder durch Volumenexpansion versucht, Dampf zu erzeugen. Dabei soll der latente Bereich des Mediums genutzt werden.

Der Versuchstand besteht hauptsächlich aus einem Dampferzeuger, welcher die Solarkollektoren simuliert und einem Wärmespeicher mit einem Volumen von 0,025 m³. Abbildung 5-16 zeigt ein Foto des Versuchstands.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-16:
Versuchsstand im Technikumsmaßstab



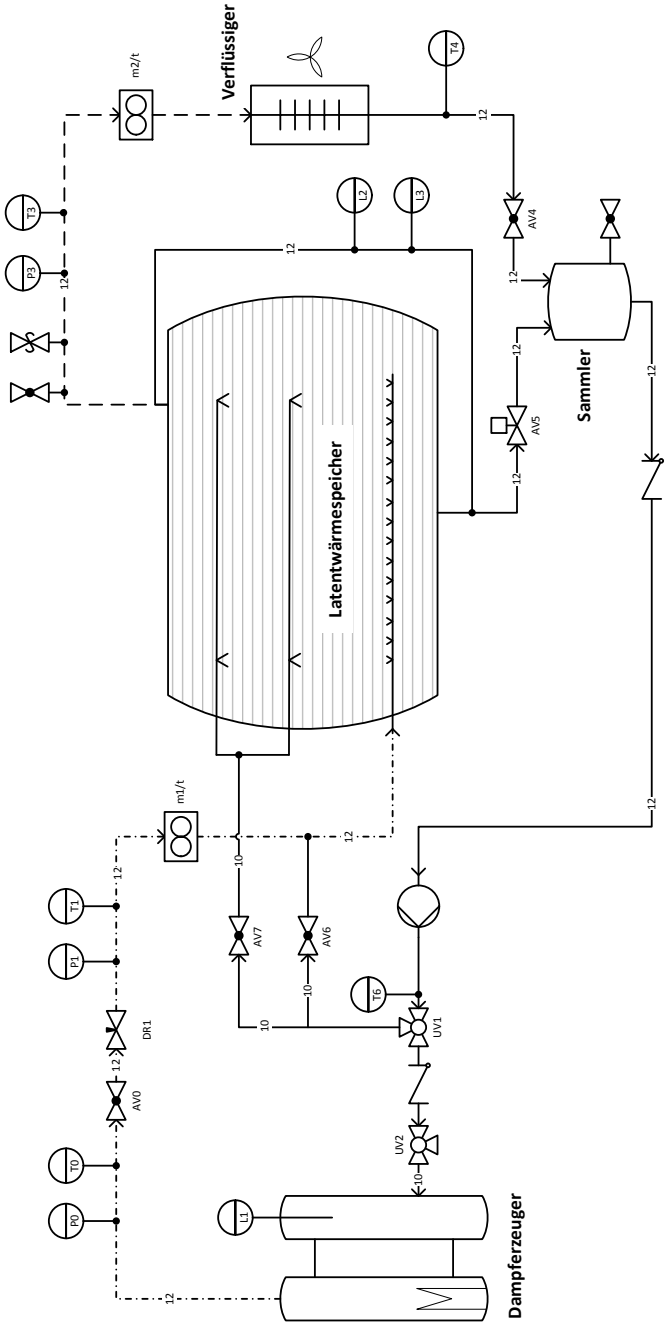
Im Dampferzeuger wird Wasser durch einen Einschraubheizkörper erhitzt bzw. verdampft. Als Medium dient deionisiertes Wasser. Dazugehörige Parameter wie Druck, Temperatur, Massenstrom werden durch entsprechende Messtechnik erfasst, per Software LabView visualisiert und verarbeitet.

Abbildung 5-17 zeigt das Verfahrensfließbild der Versuchsanlage. Aus dem Dampferzeuger strömt Sattdampf mit ca. 150 °C aus. Der Dampf strömt über das Druckminderventil DR1 und expandiert hierbei auf 3,6 bar und ca. 140 °C. Der nun überhitzte Dampf wird über eine Lanze in den Wärmespeicher geleitet. Die als Speichermedium dienenden PE-Stangen im Wärmespeicher werden über den heißen Dampf beladen. Der überschüssige Dampf strömt aus dem Wärmespeicher und wird in einem Wärmeübertrager verflüssigt. Das verflüssigte Wasser wird gesammelt und über die Pumpe P1 dem Dampferzeuger rückgeführt.

Die gesamte Versuchsanlage ist mit allen notwendigen Sicherheitseinrichtungen ausgestattet, um einen zu hohen Druck oder ein Trockenlaufen von Pumpe und Dampferzeuger zu verhindern. Alle Temperatur-, Druck- und Massenstrommessstellen können der Abbildung 5-17 entnommen werden.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-17:
Verfahrensfließbild des Technikumsspeichers – Querumströmt



Die Details des Wärmespeichers sind in Abbildung 5-18 dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

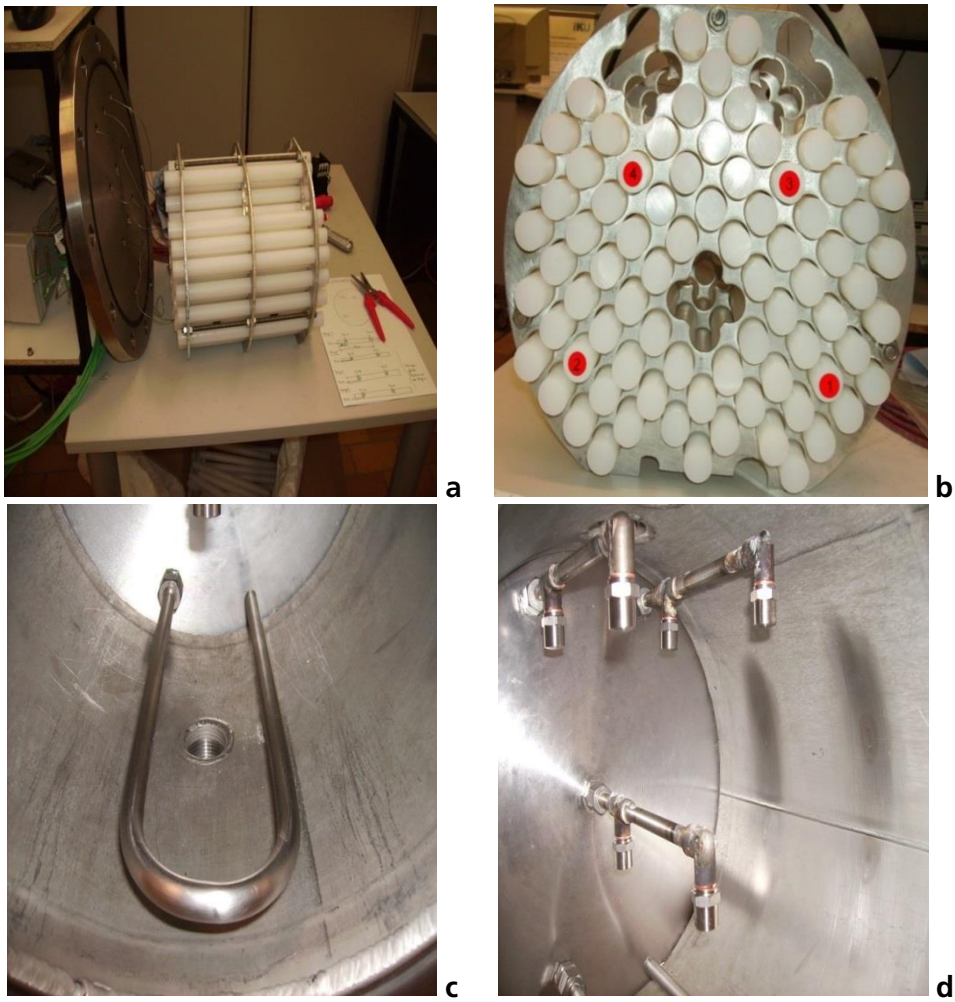


Abbildung 5-18: Detaildarstellungen des Speichers a und b Anordnung der PE-Stangen mit Markierung der Stangen mit Temperaturmessstellen (1-4); c Dampflanze zum Beladen des Speichers; d Düsen des Entladesystems.

Die PE-Stäbe (vgl. Abbildung 5-18 a und b) haben einen Durchmesser von 20,4 mm und eine Länge von 300 mm. Vier der Stangen sind mit jeweils zwei Temperaturmessstellen im Zentrum der Stangen, ca. 20 mm vom vorderen und hinteren Ende entfernt ausgestattet. Die Positionen dieser Stangen sind in Abbildung 15 b mit den Ziffern 1 – 4 dargestellt. Abbildung 5-18 c zeigt das Beladesystem, die Dampflanze, im Inneren des Speichers und in Abbildung 5-18 d sind die Entladedüsen zu sehen.

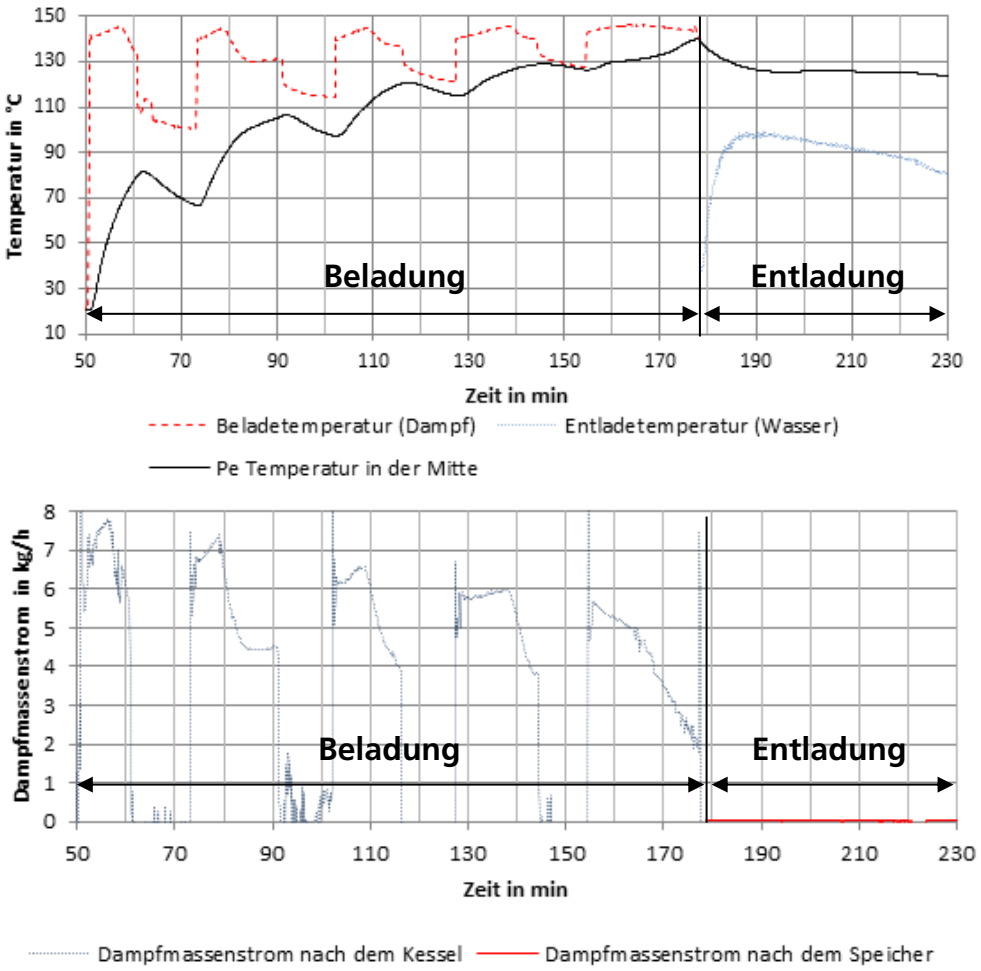
Die Diagramme in Abbildung 5-19 zeigen einen typischen Versuchsablauf. Der linke Bereich zeigt das Beladen mit Dampf aus dem Kessel. Der rechte Bereich zeigt das Entladen. Zum Entladen ist das Ventil in der Dampfzuführungsleitung (AV1) geschlossen und der Lüfter am Verflüssiger wird eingeschaltet. Der Dampf strömt ständig aus dem Speicher in den Verflüssiger. Hier kondensiert der Dampf und gelangt in den Sammler. Interessant ist bei diesem Versuch der Entladevorgang. Anhand der Temperaturen in den Stäben ist ein Entladen gemäß den Erwartungen zu erkennen. Am Austritt des Speichers kann jedoch kein messbarer Dampfmassenstrom festgestellt werden.

Eine mögliche Ursache für die mangelhafte Dampferzeugung beim Entladen ist die zu niedrige Temperatur des eingesprühten Wassers. Die Speisewasserpumpe darf maximal mit 100 °C heißem Wasser betrieben werden. Durch diese re-

© Fraunhofer UMSICHT

lativ starke Unterkühlung am Eintritt wird kaum Dampf im Speicher erzeugt, da das Wasser zunächst auf Siedetemperatur gebracht werden muss.

Abbildung 5-19:
Be- und Entladeversuche im querumströmten Speicher.



Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen wird die Technikumsanlage abgeändert (vgl. Abbildung 5-20). Das Wasser zum Entladen der Anlage wird nun direkt aus dem Dampfkessel entnommen. Der erhöhte Druck im Dampfkessel kann genutzt werden, um ohne Pumpe das heiße Wasser aus dem Dampfkessel in den Speicher zu befördern. Die Druckabsenkung beim Einsprühen in den Speicher sorgt für eine Teilverdampfung des Wassers. Über den Massenstrom, die Temperatur und den Druck ist dieser Anteil an Dampf ermittelbar.

© Fraunhofer UMSICHT

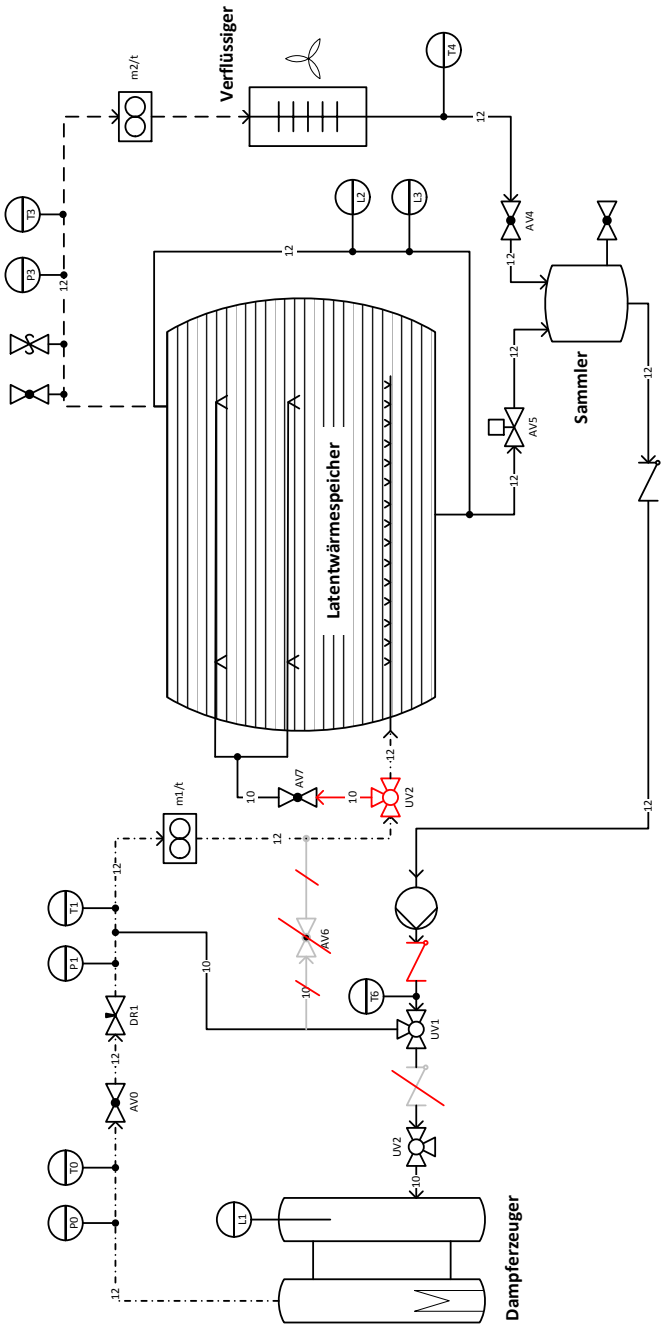


Abbildung 5-20: Umrüstung auf Entladung mit überhitztem Wasser aus Dampferzeuger.

Versuche an der umgerüsteten Anlage (Ergebnisse vgl. Diagramme in Abbildung 5-21) zeigen eine deutliche Verbesserung im Vergleich zur Pumpenentladung. Beim Entladen wird ein messbarer Massenstrom an Dampf erzeugt. Dieser Massenstrom ist jedoch nicht in ausreichender Größe vorhanden. Um die Leistungsvorgaben für die spätere Demonstrationsanlage einzuhalten, muss der Speicher dieser Technikumsanlage beim Entladevorgang einen Dampfmassenstrom von min. 3 kg/h über einen Zeitraum von 10 min erzeugen. Die stark schwankenden Werte des Massenstroms am Austritt des Speichers lassen sich durch ein Zwei-Phasen-Gemisch im Coriolis-Massendurchflussmesser und somit eine fehlerhafte Messung erklären.

© Fraunhofer UMSICHT

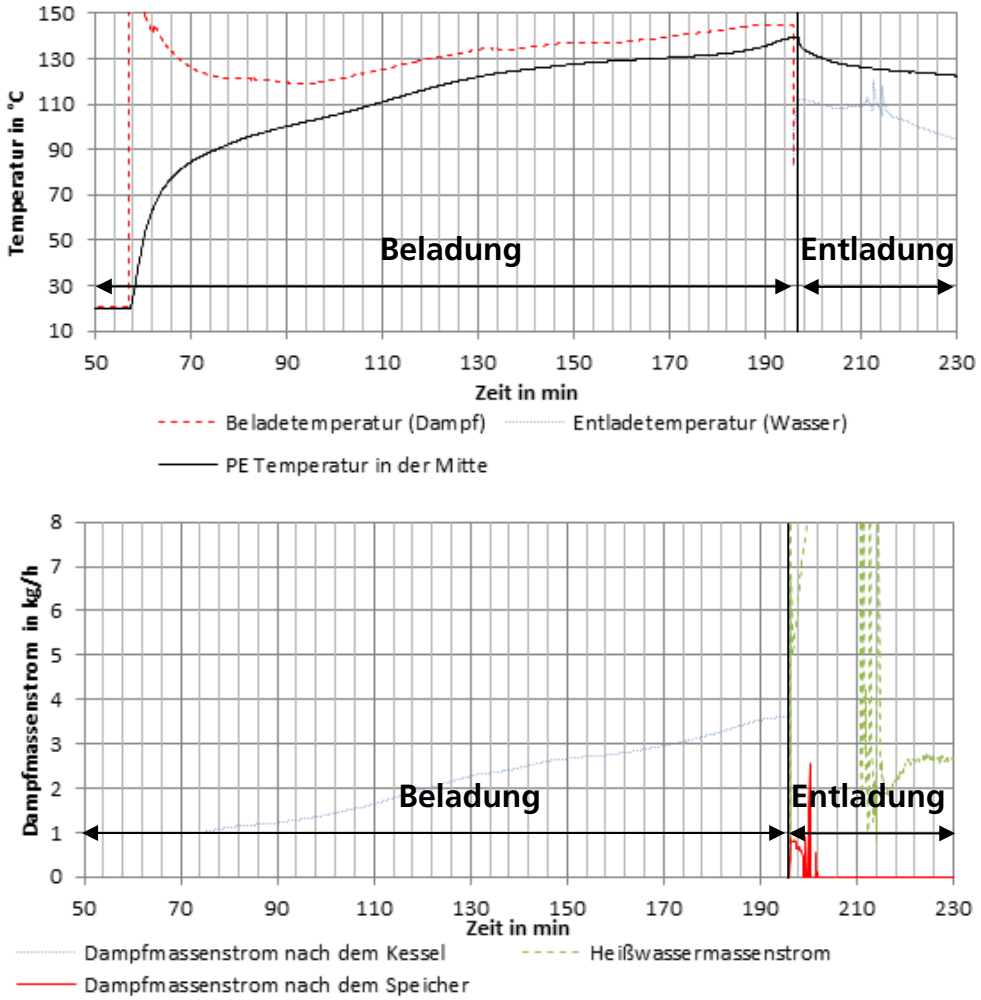


Abbildung 5-21:
Be- und Entladeversuche im querumströmten Speicher mit Entladung über Heißwasser aus Dampferzeuger.

Aufgrund der vorliegenden Unterlagen und Daten der Messungen ist eine kritische Betrachtung des Konzepts möglich. Ein wichtiger, aber in diesem Konzept sehr negativer Punkt ist die Anwendbarkeit in der späteren Demonstrationsanlage. Der Speicher der Demonstrationsanlage wird durch Dampf aus den Vakuumröhrenkollektoren gespeist. Das Kollektorfeld ist so dimensioniert und geregelt, dass in ca. 2/3 des Kollektorfeldes Wasser verdampft und im verbleibenden Teil dieser Dampf überhitzt wird. Die Grenzen des nutzbaren Dampfes (vgl. Abbildung 5-22, blau hinterlegter Bereich) liegen bei einem Mindestdruck von 1,8 bar und dem Maximaldruck der Anlage von 5 bar. Die Temperaturen sind begrenzt durch die Taulinie - der Dampf sollte zum Betrieb der DSKM überhitzt sein - und der Maximaltemperatur des Kollektorfeldes (Stagnationstemperatur der Vakuumröhrenkollektoren) von ca. 300 °C. Das verwendete PE-Speichermaterial darf nur bis zu einer Maximaltemperatur von 150 °C erwärmt werden. Somit bleibt ein nur sehr kleiner Bereich des Betriebsfeldes der Anlage (vgl. Abbildung 5-22, grüner Bereich) zum Beladen des Speichers. Dieser eingeschränkte Bereich entspricht zudem einem Betriebsbereich der DSKM, in dem nur sehr wenig Dampfüberschuss zu erwarten ist. Dies schränkt die Nutzbarkeit des Speichers deutlich ein.

© Fraunhofer UMSICHT

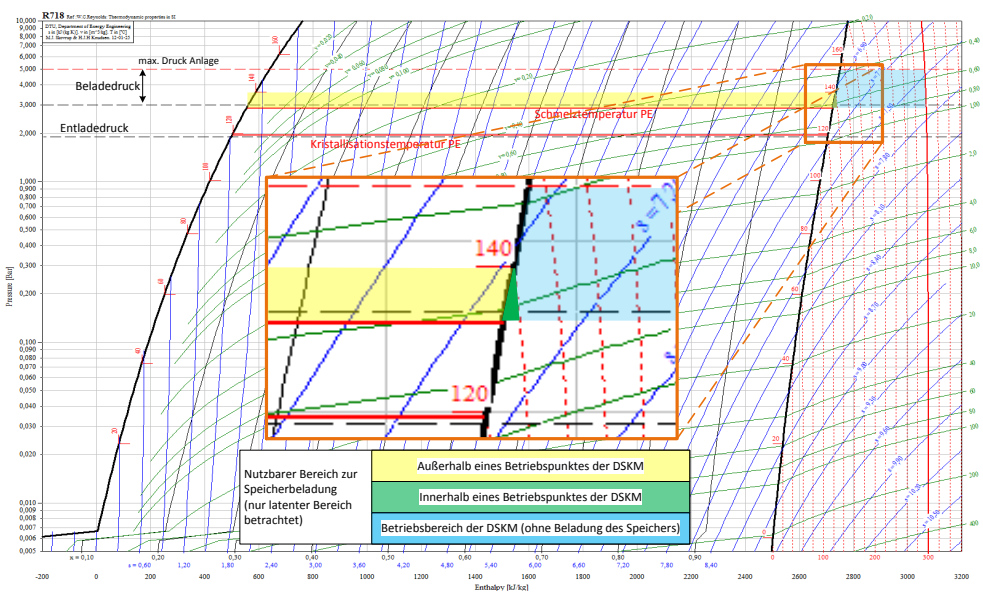


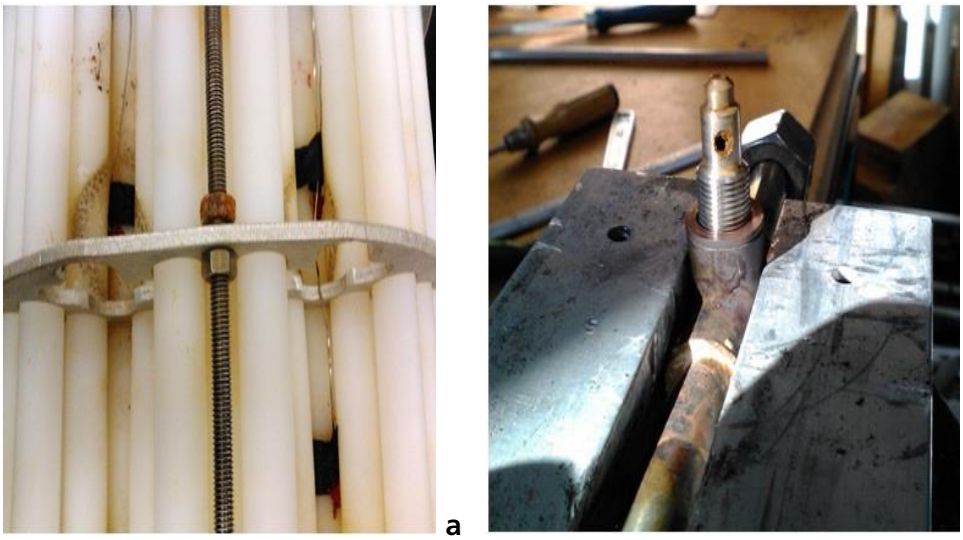
Abbildung 5-22: Betriebsbereich der DSKM und nutzbarer Bereich für den Latentwärmespeicher im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm für Wasser [Koffler 2012].

Für eine TÜV-Abnahme gelten bei der Anlage die Richtlinien für Druckbehälter und Dampfkessel. Das gezeigte Speicherkonzept stellt sich daher als kostenintensiv dar. Die Behälter der Speicher müssen nach den Vorgaben für Druckbehälter ausgeführt und in Zeitabständen von zwei Jahren überprüft werden.

Außerdem führt eine Verunreinigung des Wassers der Anlage durch Rostpartikel in der Technikumsanlage zu Ablagerungen und Oberflächenveränderungen an den Speicherstäben und Verblockungen der Entladedüsen (vgl. Abbildung 5-23). Die möglichen Änderungen der Materialeigenschaften des Polyethylens durch diese Ablagerungen und den ständigen Kontakt des Speichermaterials mit Wasser sind in diesem Projekt nicht untersucht worden, können jedoch nicht ausgeschlossen werden. Das Verblocken der Düsen erhöht den Wartungsaufwand der Demonstrationsanlage.

Die nicht erreichte Mindestentladeleistung, der eingeschränkte Betriebsbereich des Speichers, die hohen Produktions- und Wartungskosten und die mögliche Änderung der Materialeigenschaften des Polyethylens über viele Be- und Entladezyklen erfordern eine Überarbeitung dieses Speicherkonzeptes.

© Fraunhofer UMSICHT



a b

Abbildung 5-23: Details aus dem Speicher a Rost und Materialveränderungen der Stangen b Verstopfung in den Düsen.

Im Folgenden wird ein überarbeitetes neues Konzept vorgestellt. Beim Speicherkonzept werden zwei unterschiedliche Speicher für die Demonstrationsanlage ausgearbeitet und konstruiert.

Die bisher angewandte Strategie des Beladens mit Dampf, durch Kondensation an den Stäben im Speicher und das Entladen durch, mittels Düsen aufgebrachten Wassers, sind für den geforderten Anwendungsfall nicht zielführend. Das direkte Einbringen von Dampf in den Speicher birgt den großen Nachteil, dass zu stark überhitzter Dampf nicht zum Beladen des Speichers verwendet werden kann. Grund hierfür ist die maximal zulässige Temperatur des PE. Bei Energieüberschuss (hohe Strahlungsleistung der Sonne) aus dem Kollektorfeld ist aber davon auszugehen, dass der Dampf stark überhitzt am Speicher ankommt. Folglich kann zu Zeiten, in denen der meiste Überschuss an Dampf entsteht, dieser nicht zum Beladen des Speichers genutzt werden. Für die angestrebte Anwendung ist dies jedoch kontraproduktiv. Hier müssen Konzepte gefunden werden, die es erlauben den Dampf auf dem Kollektorfeld zu jeder Zeit, bei jeder möglichen Überhitzung zu nutzen. Weiter ist es interessant, den Speicher durch flüssiges Wasser aus dem Kollektorfeld beladen zu können. Beim Starten der Anlage in den Morgenstunden wird zunächst das sich im Kollektorfeld befindliche Wasser erwärmt, ohne Dampf zu erzeugen. Ist die Temperatur des Speichers unter der des Wassers, so kann der gesamte Massenstrom eingesetzt werden, um den Speicher anzuwärmen. Sobald das Kollektorfeld eine, für die Dampfstrahlkältemaschine nutzbare Menge an Treibdampf produziert, wird der Speicher nur bei Überproduktion an Treibdampf beladen. Schon in der vorangegangenen Projektphase wurden Überlegungen angestellt, den zu stark überhitzten Dampf (T > 140 °C) durch Einbringen von flüssigem Wasser abzukühlen und somit für die Beladung des Speichers einsetzbar zu machen. Diese Idee soll nun aufgegriffen werden, um ein neues Speicherkonzept auszuarbeiten, das allen Anforderungen genügt.

Das Konfektionieren von Dampf ist äußerst komplex und bedarf einer aufwendigen Regelung. Einfacher erweist es sich, den Dampf zu nutzen, um flüssiges Wasser über Mischkondensation zu erwärmen und dieses Wasser zum Beladen des Speichers zu nutzen. Die Vorteile dieser Strategie sind, dass der überhitzte

© Fraunhofer UMSICHT

Dampf voll nutzbar gemacht wird und zusätzlich flüssiges Wasser und Dampf aus dem Nassdampfgebiet zum Beladen genutzt werden kann (vgl. Abbildung 5-24). Auch erweist sich dieses System regelungstechnisch wesentlich einfacher. Lediglich die Temperatur des Wassers am Eintritt des Speichers muss überwacht und der Belademassenstrom bei Bedarf unterbrochen werden.

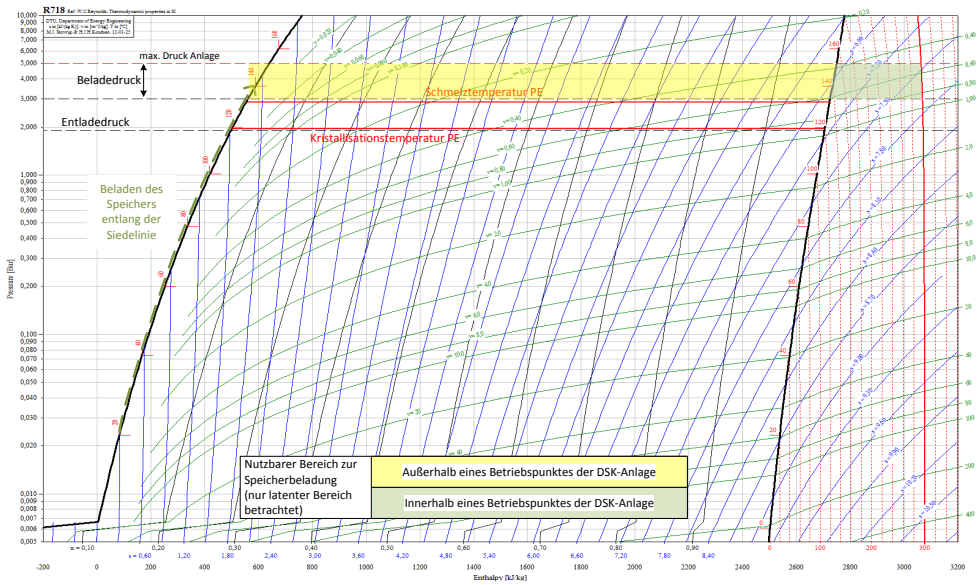


Abbildung 5-24: Betriebsbereich der DSKM und nutzbarer Bereich für den Latentwärmespeicher im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm für Wasser, überarbeitetes Konzept [Koffler 2012].

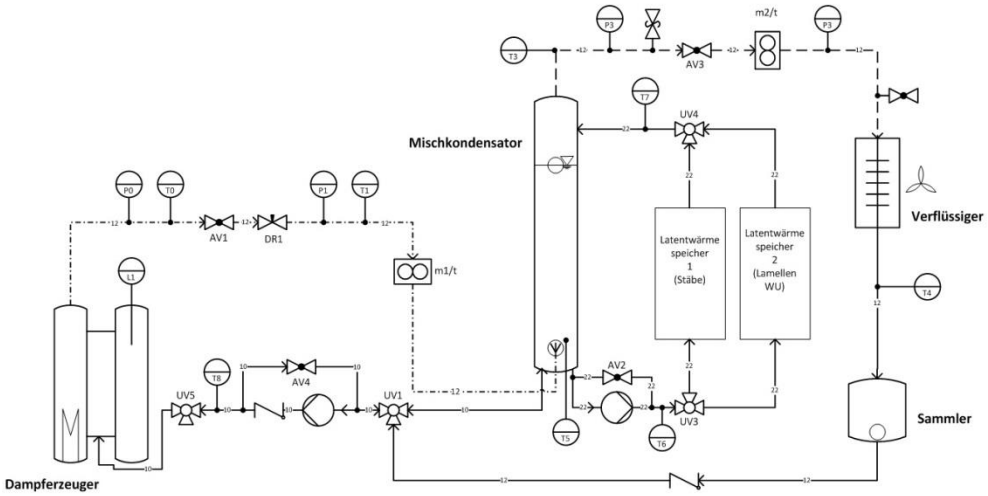
Zum Entladen wird, wie im vorangegangene Konzept auch, der Systemdruck abgesenkt und das flüssige Wasser im Speicher verdampft. Da sich das Wasser im Speicher nahe dem Siedepunkt befindet, verdampft durch eine Druckabsenkung ein Teil des flüssigen Wassers. Bei einem Druckniveau von unter 2 bar befindet sich die Siedetemperatur des flüssigen Wassers unter der Erstarrungstemperatur des Polyethylens. Somit stellt das geschmolzene Polyethylen eine Wärmequelle dar.

Beim Beladen des Speichers wird der aus dem Dampferzeuger in den Mischkondensator eingebrachte Dampf vollständig kondensiert. Somit wird das Wasser allmählich erwärmt und der LWS entlang der Siedelinie des Wassers beladen. Die Beladung des Speichers kann gestoppt werden, sobald das Beladewasser am Austritt des Speichers die maximale Temperatur des PEs in Höhe von 140 °C erreicht hat.

An der umkonstruierten Technikumsanlage werden zwei LWS parallel eingebaut. Dies ermöglicht einen Vergleich dieser Speicher ohne Zwischenumbau der Technikumsanlage. Die beiden Speicher werden am Ein- und Auslass über 3-Wege-Ventile angesteuert. In der Abbildung 5-25 ist das Schema der überarbeiteten Technikumsanlage dargestellt.

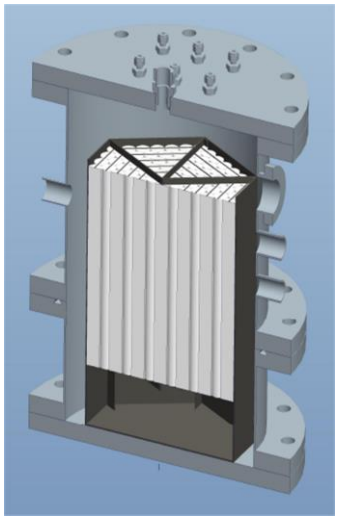
© Fraunhofer UMSICHT

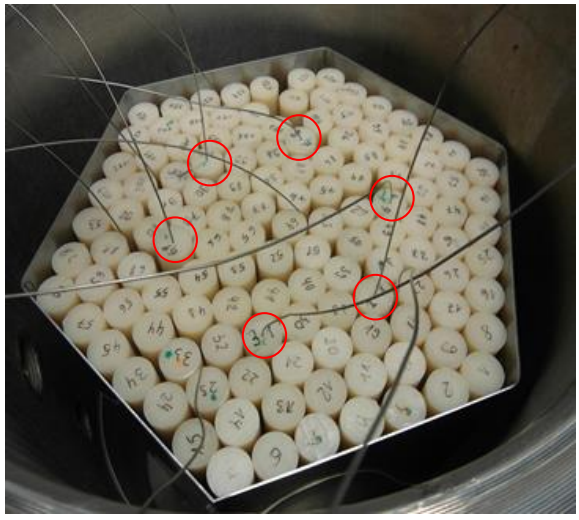
Abbildung 5-25: Schema der Technikumsanlage in der optimierten Version.



In Abbildung 5-26 sind ein CAD-Modell des Stabspeichers (LWSP 1) und die im Speicher befindlichen Polyethylen-Stäbe mit Temperaturmessstellen gezeigt. Die Temperaturmessstellen befinden sich in der Mitte des Stabes, ca. 20 mm von den Enden entfernt. Der Speicherbehälter wird vertikal angeordnet. Im Inneren befinden sich die PE-Stäbe in Wabenanordnung. Gestützt sind diese Stäbe durch einen wabenförmigen Blechkasten. Im unteren Bereich dieses Kastens befindet sich ein ca. 150 mm hoher Hohlraum. Dieser dient zum Einleiten des flüssigen Wassers in das Speichermodul und dessen homogener Verteilung über alle Strömungskanäle. Die Stäbe werden durch eine Konstruktion in Form zweier Spinnennetze gegen Längsverschiebung gesichert. Durch diese Formgebung ist es gesichert, dass keine Kanäle von der Trägerkonstruktion verschlossen werden und die Stäbe nicht in Längsrichtung verrutschen können. An der oberen Seite im Speicher ist wieder ein Hohlraum von ca. 150 mm.

Abbildung 5-26: Speichermodul mit PE-Stäben a als CAD-Modell in der Vollschnittdarstellung, b als Originalmodul mit PE-Stäben und Temperaturmessstellen in der Draufsicht.


a


b

Die Funktionsweise dieses Speichers ist sehr einfach. Das Wasser wird von einer Pumpe in den unteren Hohlraum des Innenmoduls befördert. Es strömt durch die Vielzahl an Strömungskanälen und wird am oberen Speicherende zurück in den Dampfwärmeübertrager geleitet. Bei Druckabsenkung soll die vertikale Ausrichtung der Kanäle dazu beitragen, dass der entstehende Dampf aufgrund

© Fraunhofer UMSICHT

des Dichteunterschieds in Richtung Oberseite des Speichers strömt und so automatisch in den Dampfwärmeübertrager gelangt.

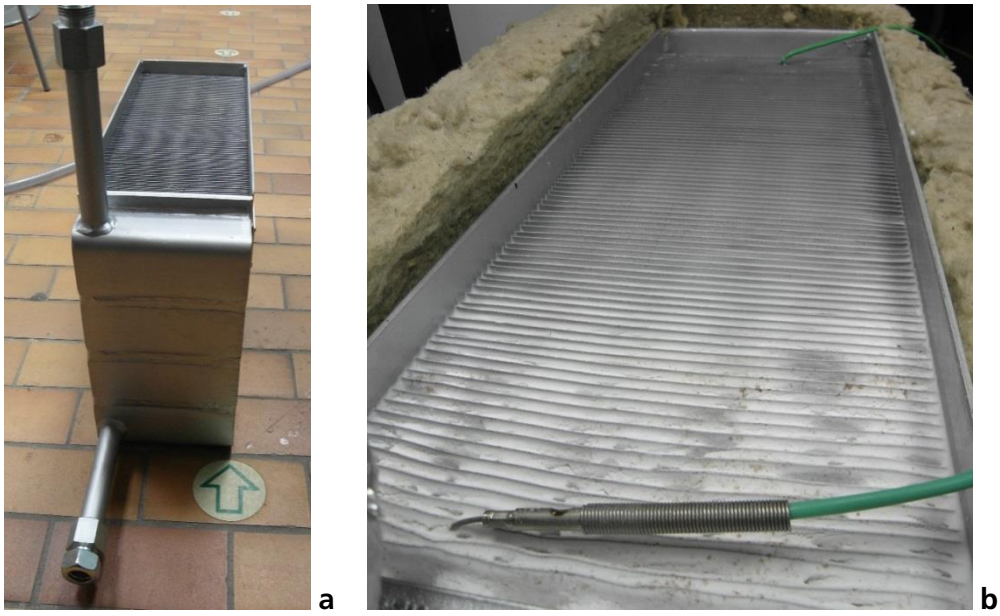
Als Alternative zu den PE-Stäben im direkten Kontakt zum Wasser wurde ein auf einem Lamellen-Wärmeübertrager basierender LWS konstruiert und in die Technikumsanlage eingebunden. Statt vernetzter PE-Stäbe kommt flüssig schmelzendes, nicht formstabiles Polyethylen als Wärmespeichermaterial zum Einsatz. Das Material für die Vorversuche wurde freundlicherweise von der Firma Clariant Produkte GmbH zur Verfügung gestellt. Um die Wärmeleitfähigkeit zu erhöhen, werden Rohr-Lamellen Kombinationen als Kern dieses Speichers verwendet. Als Gründe für diese Auswahl können:

- die signifikante Verbesserung der Wärmeleitung [Medrano et al. 2009; Meinert 2009; Pinnau 2009],
- die einfache Herstellbarkeit,
- die geringen Kosten, da Massenprodukt,
- die geringe Problematik bei eingesetzten Medien,
- der kleine druckbeaufschlagte Raum,
- sie stoffliche Trennung von Wasser und Polyethylen und
- die gewährleistete Sicherheit durch Serienabnahme genannt werden.

Bei der Auswahl eines geeigneten LWÜs wird die Firma Kühner Wärmetauscher hinzugezogen. Es ist eine kostengünstige und praktikable Lösung auf Standardprodukte zurückzugreifen. Die Abbildung 5-27 zeigt einen möglichen LWÜ für die Anwendung. Der Wärmeübertrager hat laut Hersteller die folgenden Daten:

- Abmaße des Wärmeübertragers (L x B x H) 599 x 181 x 306 mm
- 40 Rohre mit dem Rohraußendurchmesser 18 mm
- 5 Rohre nebeneinander und zwei Reihen übereinander pro Kammer des Sammlers
- 91 Lamellen aus Aluminiumblech der Stärke 0,5 mm mit einem Lamellenabstand von 5 mm.

© Fraunhofer UMSICHT



a b

Abbildung 5-27: Lamellenwärmeübertrager a ohne Polyethylen, b mit Polyethylen Füllung.

Der LWÜ ist ringsum mit Blech verkleidet und dicht verschweißt. Die obere Seite kann mittels eines abnehmbaren Deckels verschlossen werden. Das zu Beginn pulverförmige PE wird über die Oberseite in die Hohlräume zwischen den einzelnen Lamellen eingefüllt. Die Prozessanschlüsse (Wasser bzw. Dampf) sind in der Weise ausgeführt, dass beim Beladen das Fluid am unteren Sammler in den LWÜ eintritt und am oberen Sammler austritt. Beim Entladen wird, wie auch beim Stabspeicher, der Dichteunterschied des Wassers von flüssig zu gasförmig ausgenutzt, um den Dampf über den oberen Sammler zurück in den Dampfwärmeübertrager zu leiten und von der flüssigen Phase zu trennen.

Bei den Versuchen mit dem Stabspeicher wurde die Möglichkeit zur Dampferzeugung mittels zweier unterschiedlicher Arten von Polyethylen untersucht. Für die Versuchsreihen wurden neben dem vernetzten PE-HD auch unvernetztes PE-UHMW in Stangenform im LWÜ PE-4201 und PE-8110 der Firma Clariant Produkte GmbH und Ticona GmbH getestet.

Im Stabspeicher befinden sich 127 Stäbe mit einem Gesamtgewicht von 12,5 kg (PE-HD) bzw. 11,4 kg (PE-UHMW), im LWÜ 12,95 kg (PE-4201) bzw. 8,5 kg (PE-8110). Die einzelnen Massen resultieren aus der maximalen Füllmenge des jeweiligen Speichers. Beim Material PE 8110 konnte aufgrund der hohen Viskosität des PE im geschmolzenen Zustand der Speicher mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht optimal befüllt werden.

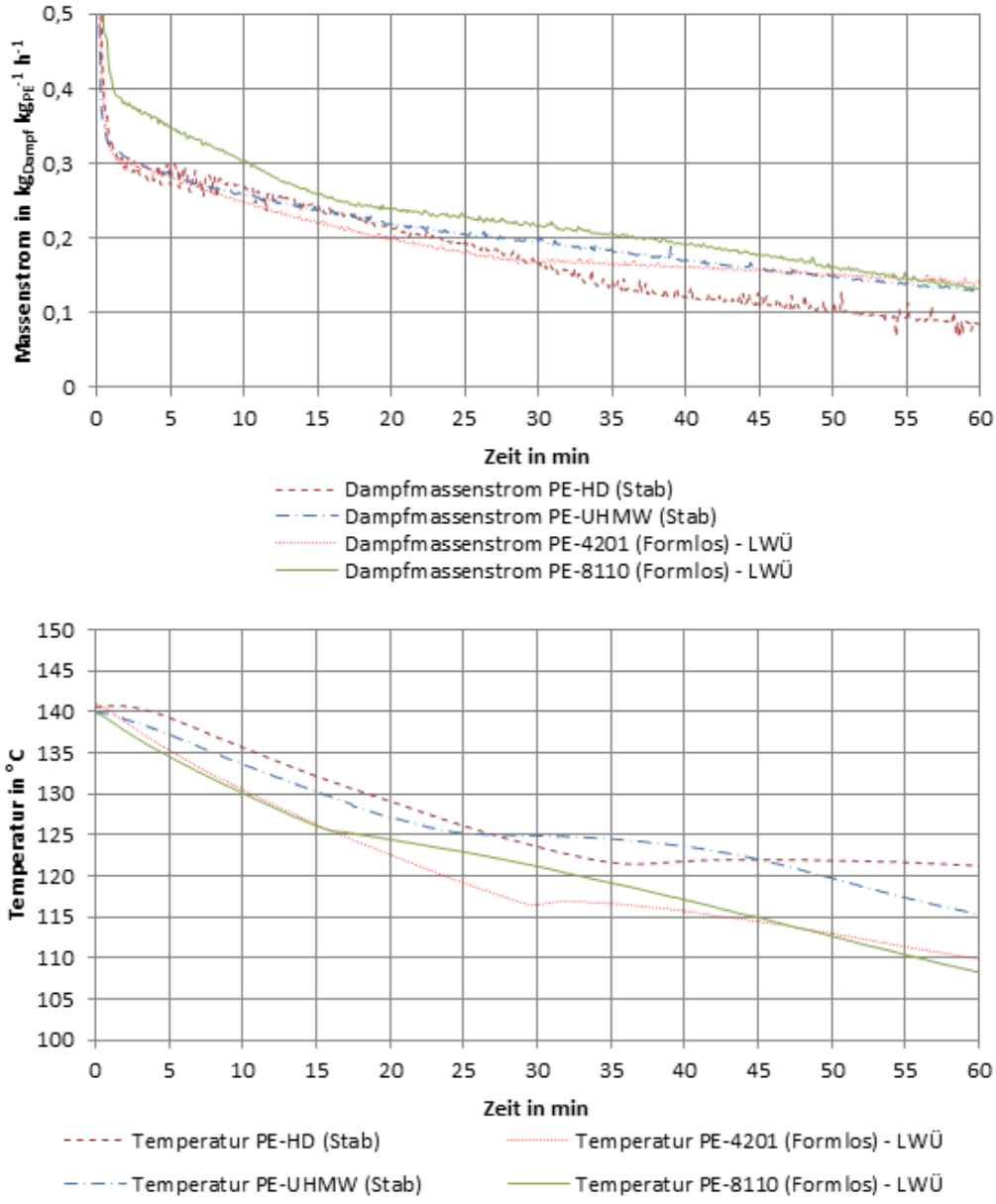
Abbildung 5-28a zeigt eine Gegenüberstellung der Dampfmassenströme der einzelnen Speicher und PE-Materialien normiert, auf die Menge an Speichermaterial. In Abbildung 5-28b sind zudem die, über alle Messstellen gemittelten, Temperaturen im Speichermaterial dargestellt.

Der Beginn des Phasenwechsels ist bei allen PE-Arten durch eine Änderung der Kurvensteigung deutlich erkennbar. Die Temperaturanforderungen an den Speicher werden von dem PE 4201 Material nicht erfüllt. Die drei anderen PE-Arten besitzen ihren latenten Bereich oberhalb der geforderten 120 °C. Ohne

© Fraunhofer UMSICHT

Nutzung des latenten Bereichs wird das Potential des Speichers nicht ausreichend ausgeschöpft.

Abbildung 5-28: Die Dampfmassenströme (Abb. a) oben) beim Entladen und die Temperaturen (Abb. b) unten) im Speichermaterial aller vier untersuchten Varianten.



Aus Abbildung 5-28a kann der Verlauf des erzeugten Dampfmassenstroms im Technikumsspeicher entnommen werden. Der anfänglich hohe, doch dann zunächst rasch sinkende, Dampfmassenstrom lässt sich über die plötzliche Druckabsenkung im Speichersystem erklären.

Auch im Dampfmassenstrom sind die latent-sensibel Übergänge im Speichermaterial in Form von Steigungsänderungen zu erkennen. Während der Entladungszeit von 60 min fällt dieser von ca. 0,5 kg_{Dampf} kg_{PE}^{-1} h^{-1} auf den Wert von ca. 0,15 kg_{Dampf} kg_{PE}^{-1} h^{-1}. Vergleicht man den Dampfmassenstromverlauf (Abbildung 5-28a) mit dem Temperaturverlauf des Polyethylens (Abbildung 5-28b) ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen dem Erreichen der Erstarrungstemperatur und dem erzeugten Dampfmassenstrom zu sehen.

© Fraunhofer UMSICHT

In den Temperaturkurven ist bei den Polyethylen-Stäben ein ausgeprägtes, latentes Verhalten erkennbar. Im LWÜ ist der latente Bereich mit dem sensiblen überlagert. Dies ist nicht materialbedingt, sondern wird durch den Aufbau der Speicher hervorgerufen. Die Stäbe haben aufgrund ihres Durchmessers einen deutlich größeren Bereich mit schlechter Wärmeleitung als die vergleichbar schmalen PE-Bereiche im LWÜ. Somit wird im LWÜ die Energie partiell schneller abgeführt. Auch werden bei der Direktkontaktvariante alle Stäbe parallel überströmt und geben ihre Energie homogen ab. Im LWÜ wird aufgrund der Leitungsführung das PE am Eintritt des Speichers wesentlich schneller erstarren als in der Nähe des Austritts. Somit lässt sich die stärkere Überlagerung von sensiblem und latentem Bereich beim LWÜ erklären.

Die Schmelztemperaturen sind dem Belade-, die Erstarrungstemperaturen dem Entladevorgang entnommen. Sie können für das Beladen mit 130 °C (PE-8110), 130 °C (PE-UMHW), 129 °C (PE-HD) und 127 °C (PE-4201) ermittelt werden. Die Erstarrungstemperaturen betragen 126 °C (PE-8110), 125 °C (PE-UHMW), 122 °C (PE-HD) und 117 °C (PE-4201).

Ein weiteres Kriterium für den Vergleich von Wärmespeichern ist die Gegenüberstellung der Speicherdichten. Die Speicherdichte q_{Sp} ist das Verhältnis von der nur im latenten Bereich gespeicherten Wärmemenge Q_{Sp} zum Gesamtvolumen V_{SpPE} des Wärmespeichers und wird mit folgender Gleichung angegeben:

$$q_{Sp} = \frac{Q_{Sp}}{V_{SpPE}} = \frac{m_{PCM}\Delta H_s}{V_{Sp}} \qquad \text{Gl. 5-7}$$

Sie ist somit vom ausgewählten PCM, dessen Schmelzenthalpie und der Konstruktion des Speichers abhängig.

Alle notwendigen Daten und Temperaturen der Versuche werden analysiert und sind in Tabelle 5-6 dargestellt.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-6: Ergebnisse der untersuchten PE-Arten

Beschreibung	Material				Einheit
	PE-HD	PE-UHMW	PE-4201	PE-8110	
Zustand	Stab	Stab	formlos	formlos	-
Masse Speichermaterial	12,7	11,43	12,95	8,5	kg
Speichergesamtvolumen	57	57	14	14	l
Druckbeaufschlagtes Volumen	35,5	35,5	4,8	4,8	l
Schmelzenthalpie	159(1)	119(1)	246(2)	192(2)	kJ/kg
Temperatur beim Phasenübergang fest-flüssig	129(3)	130(3)	127(3)	130(3)	°C
Temperatur beim Phasenübergang flüssig-fest	122(3)	125(3)	117(3)	126(3)	°C
Beladungsdauer	360	370	225	240	min
Speicherdichte bezogen auf Speichergesamtvolumen	35,3	24	96	49	kJ/l
Durchschnittlich erzeugter Dampfmassenstrom für 60 min	2,13	2,14	2,41	1,97	kg/s

(1) Eigene DSC-Messungen

(2) Herstellerangaben

(3) Im Technikumsspeicher gemessene Temperaturen

Der Stabspeicher hat 41 l und der LWÜ 20 l Innenvolumen, das mit Wasser befüllt ist.

Wenn das Ventil AV3 geöffnet wird, sinkt der Systemdruck von 3,6 bar auf ca. 2 bar ab. Die Verdampfungswärme des Wassers bei den beiden Drücken ergibt sich zu: t = 139,87 °C und p = 3,6 bar betragen h' = 588,4 kJ/kg und h'' = 2733,38 kJ/kg. Bei t = 120,23 °C und p = 2 bar betragen h' = 503,8kJ/kg und h'' = 2706,31 kJ/kg. Die durch die Druckabsenkung freigegebene Wärme für zwei Speicherarten ist in Tabelle 5-7 aufgelistet.

$$M' h'_p = (M' - \Delta M')\, h'_{p-\Delta p} + \Delta M'\, h''_{p-\Delta p} \qquad \text{Gl. 5-8}$$

Tabelle 5-7: Temperatur, Druck und Verdampfungsenthalpie

Druck in bar	Temperatur in °C	Enthalpie h' in kJ/kg	Enthalpie h'' in kJ/kg	Verdampfungsenthalpie Δhv in kJ/kg
3,6	139,9	588,41	2733,38	2145
2,0	120,23	504,8	2706,31	2202

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-8: Gemessene und berechnete Dampfmasse

Beschreibung	Stabspeicher	LWÜ	Einheit
Wasservolumen	41	20	l
Gemessene Dampfmasse aus dem Versuch	2,06	1,3	kg
Berechnete Dampfmasse durch Druckabsenkung	1,66	0,77	kg
Verbleibende Dampfmasse	0,46	0,53	kg
Masse vom Speichermaterial	11,43	8,5	kg
Aus Speichermaterial entnommene Wärme	85	133	kJ/kg
Entladungsdauer	50	33	min

Aus den Messdaten ergab sich ein Dampfmassenstrom von 2,06 kg Dampf für den Stabspeicher (siehe Tabelle 5-8). Die berechnete Dampfmasse durch Druckabsenkung betrug 1,6 kg. Demnach kann geschlussfolgert werden, dass die verbleibende Dampfmasse von 0,46 kg mit Hilfe vom LWSP erzeugt wurde.

Die Kombination aus LWÜ und Polyethylen in Pulverform lieferte bei dieser Betrachtung die besseren Ergebnisse (vgl. Tabelle 5-8). Da der Strahlverdichter der DSKM auf 2 bar ausgelegt ist, sollte das Latentwärmespeichermaterial eine Erstarrungstemperatur von mindestens 120 °C haben, um über dieser Temperatur Dampf zu erzeugen und die latente Wärme ausnutzen zu können. Die Methode zur Dampferzeugung an den beiden vorgestellten Speicherkonzepten erwies sich – mittels der durchgeführten Versuchsreihen – als erfolgreich. Die Ergebnisse zeigten, dass mit einem mit PE gefüllten LWÜ während des Phasenwechsels ein konstanter Dampfmassenstrom erzeugt werden kann. Weitere Vorteile dieses Konzepts waren die einfache Auslegung durch das geringe Fluidvolumen und die einfache TÜV-Abnahme (Druckgeräterichtlinie), bedingt durch den Einsatz von Serienprodukten mit Serienfreigabe. Aus diesen Gründen wurde für die Demonstrationsanlage eine Kombination aus LWÜ als Wärmespeicher und formloses PE-8110 als Speichermaterial ausgewählt.

5.3 Vorversuche für die Planung und Konzeptfindung der DSKM

5.3.1 Versuchsanlage für die Vorversuche

Im Rahmen der Anlagenplanung wurden verschiedene Vorversuche zur Konzeptfindung durchgeführt. Dabei sollten mit den Vorversuchen insbesondere zwei Fragestellungen geklärt werden:

1. kann die Paraffin/Wasser-Dispersion, die als Kältespeichermedium im Latentkältespeicher eingesetzt wird, auch als Kälteträger genutzt und direkt durch die Verdampfer der DSKM geführt werden und

© Fraunhofer UMSICHT

2. gibt es eine Alternative zu den bislang eingesetzten Wasserringvakuumpumpen, die üblicherweise zur Anlagenevakuierung eingesetzt werden, um die Notwendigkeit zur Kühlung einer Betriebsflüssigkeit zu vermeiden und die Einsatzbereitschaft der Evakuierung auch für die Wintermonate sicherzustellen.

Zur Klärung dieser Fragestellungen wurde eine Versuchsanlage am Fraunhofer-Institut UMSICHT in Oberhausen eingesetzt, die nachfolgend beschrieben wird. Bei der Versuchsanlage handelt es sich um eine einstufige DSKM, die als Technikumsanlage ausgeführt ist. Die Versuchsanlage ist in Abbildung 5-29 dargestellt und besteht im wesentlichem aus einem Dampfstrahlverdichter P1, einem Dampferzeuger D1, zwei Wärmeübertragern WÜ1 und WÜ2, einer Vakuumpumpe P2, einem Verdampfer B1 und einem Kondensatbehälter B2. Der Wärmeübertrager WÜ1 wird als Kondensator des Kältekreises eingesetzt, der Wärmeübertrager WÜ2 dient zur Simulation einer Kühllast. Darüber hinaus wird mit einer Speisepumpe P3 der Dampferzeuger D1 mit Speisewasser und mit einer Umwälzpumpe P4 die Kühllast WÜ2 mit Kaltwasser versorgt. Die vorhandene Vakuumpumpe P2 kann für die Versuche zur Anlagenevakuierung durch alternative Vakuumpumpen ersetzt, hierfür ist ein Absperrhahn A1 vorgesehen. Als Drossel zwischen Kondensatbehälter B2 und Verdampfer B1 dient ein Drosselventil V1.

Abbildung 5-29: Versuchsanlage, DSKM im Technikum bei Fraunhofer UMSICHT

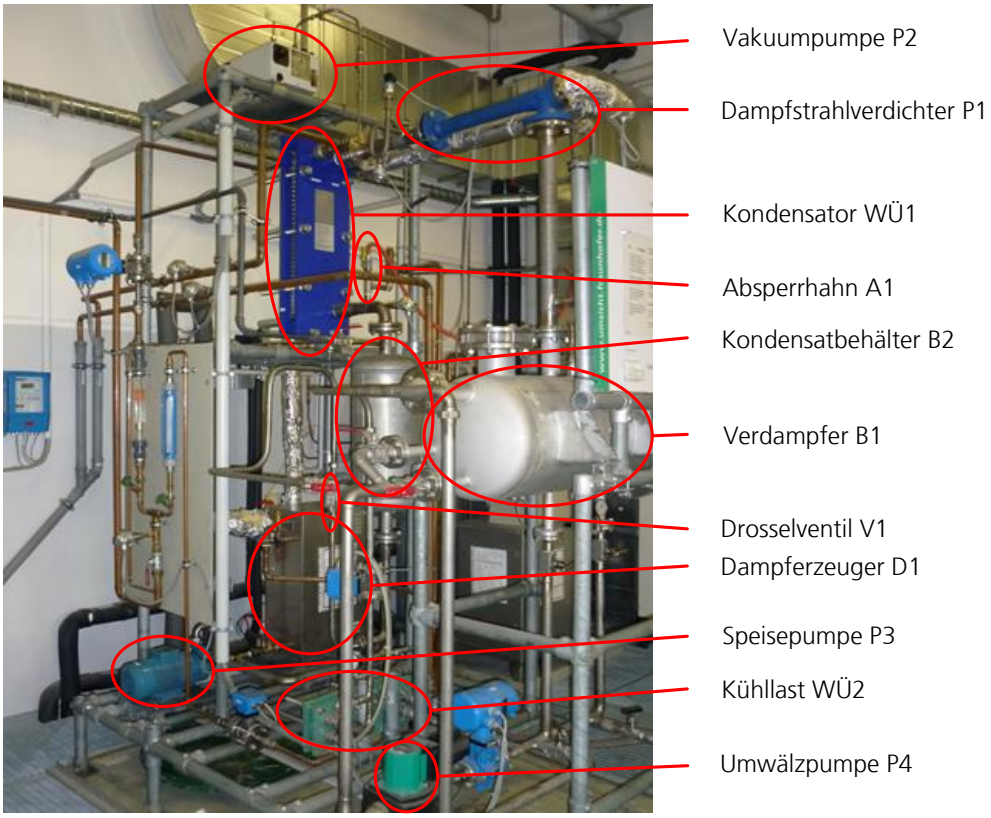
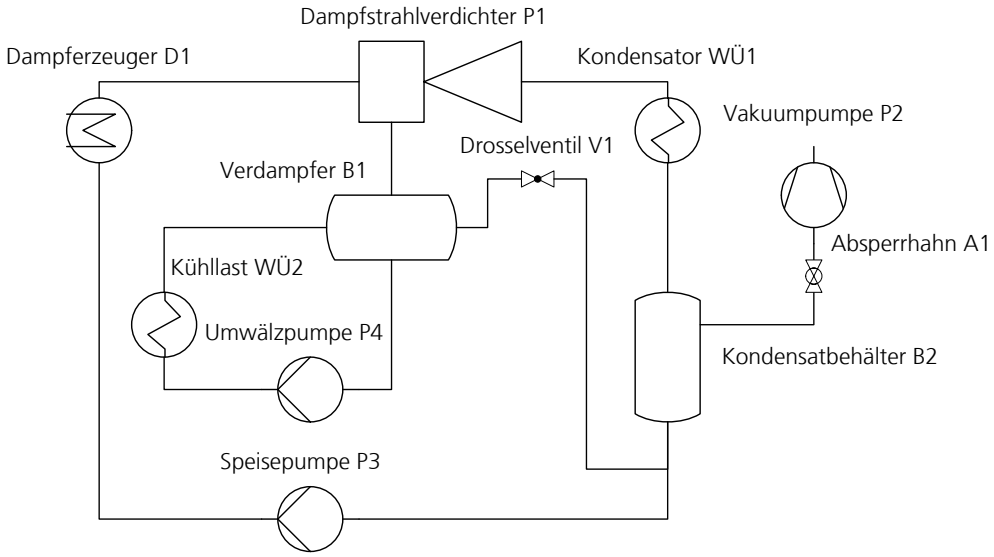


Abbildung 5-30 ist ein vereinfachtes Verfahrensschema der Versuchsanlage mit den oben genannten Hauptkomponenten.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-30: Versuchsanlage, vereinfachtes Verfahrensschema



Mit dem Dampferzeuger D1 MG-Dampftechnik Typ MG 2-009 wird der Treibdampf für den Dampfstrahlverdichter P1 der Firma Gea Jet Pumps (einstufiger Strahlverdichter DN 50/50 mit Treibdüse) erzeugt. Der Dampferzeuger ist elektrisch beheizt und besitzt eine Heizleistung von 9 kW. Der Strahlverdichter fördert Wasserdampf aus dem Verdampfer B1 in den Kondensator WÜ1 und besitzt den Auslegungspunkt: Treibdampfdruck 7 bar, Saugdruck 6 mbar, Gegendruck 40 mbar und Saugmassenstrom 1,6 kg/h. Der Kondensator WÜ1 ist ein Plattenwärmeübertrager der Firma Gea Ecoflex Typ VT10 VK und verflüssigt den Treibdampf und den Saugdampf. Das Kondensat wird im Kondensatbehälter B2 gesammelt und mit Hilfe der Speisepumpe P3 der Firma Wilo Typ TOP-S 30/10 zurück zum Dampferzeuger gefördert, bzw. ein Teil des Kondensates, dem Saugdampfmassenstrom entsprechend, strömt über das Drosselventil V1 wieder zurück in den Verdampfer B1. Der Wärmeübertrager WÜ2 wird als Kühllast mit der Pumpe P4 der Firma MG-Dampftechnik Typ Calpeda TP 100 E mit Kaltwasser versorgt. Eine Drehschiebervakuumpumpe P2 der Firma Leybold Typ Sogevac SV16 dient zur Anlagenevakuierung über den Kondensatbehälter B2 und Absperrventil A1.

5.3.2 Einsatz von PCS als Kälteträger mit direkter Durchströmung der Verdampfer

Als Speichermedium für den Latentkältespeicher wird eine Paraffin/Wasser-Dispersion eingesetzt. Vorteil dieses Speichermedium ist es, dass das Paraffin dispergiert in einer kontinuierlich flüssigen Phase vorliegt und somit das Fluid, auch bei gefrorenem Paraffin, als Suspension weiterhin pumpbar ist. Damit eignet sich die Paraffin/Wasser-Dispersion nicht nur als reines Speichermedium, sondern kann auch als Kälteträgermedium eingesetzt werden. Für die Konzeptfindung der Demonstrationsanlage bedeutet dies, dass die Kälteversorgung als offener Prozess gestaltet werden könnte, also ohne hydraulische Trennung zwischen den Baugruppen Dampfstrahlkältemaschine, Latentkältespeicher und Kälteabnehmer. Die Möglichkeit einer offenen Prozessgestaltung kann den Prozess vereinfachen und helfen Apparate, wie z.B. Wärmeübertrager, Pumpen

© Fraunhofer UMSICHT

etc., einzusparen. In der Regel führt dies dann auch zu einer Effizienzsteigerung des Gesamtprozesses.

Die Einsatzfähigkeit einer Paraffin/Wasser-Dispersion in der Kälteversorgung mit üblichen Wärmeübertragern, Pumpen und Armaturen wurde bereits in [Müller et al. 2014] nachgewiesen. Eine offene Prozessgestaltung der Kälteversorgung zur Dampfstrahlkältemaschine hin bedeutet, dass die Dispersion durch die beiden Verdampfer der Dampfstrahlkältemaschine strömen muss und Vakuum ausgesetzt ist. Ferner wird zur Kälteerzeugung ein Teil des Fluids verdampft. Da Paraffin einen deutlich geringeren Dampfdruck als Wasser besitzt, wird dies zwar vornehmlich das Wasser in der Dispersion sein, es ist aber auch nicht auszuschließen, dass Paraffin aus den Verdampfern über die Dampfstrahlverdichter in den anderen Anlagenteilen gelangt. Dementsprechend wurden zwei Vorversuche durchgeführt: eine Paraffin/Wasser-Dispersion wird einem Vakuum ausgesetzt, um den Einfluss des Vakuums auf die Dispersion zu untersuchen, und die oben beschriebene Versuchsanlage wird mit einer Paraffin/Wasser-Dispersion im Verdampfer betrieben, um die Vorgänge im Verdampfer zu bewerten.

Insgesamt wurden neun Probedispersionen hergestellt und einem Vakuum ausgesetzt. Die Paraffin-Konzentration der Probedispersionen variierte zwischen 30 und 50 % sowie die Tensid-Konzentration zwischen 1,5 bis 3 %. Als Paraffin wurde RT-10 [Rubitherm 2013] der Firma Rubitherm eingesetzt. Alle neun Proben der Dispersion zeigten das gleiche Verhalten, welches in Abbildung 5-31 zu ersehen ist.

Abbildung 5-31: Dispersionsprobe, 1. vor dem Vakuum, 2. während des Vakuums und 3. nach dem Vakuum

Unter Vakuum beginnen die Proben zu schäumen. Nach dem Vakuum fällt der Schaum in sich zusammen. Die Proben wurden ca. 1,5 h dem Vakuum ausgesetzt. Das Schäumen wird durch Sieden der kontinuierlichen Phase in der Dispersion begleitet, so weisen alle Proben nach dem Vakuum eine geringere Masse auf, wobei sich ihre Viskosität erhöht.

Im Rahmen des zweiten Vorversuchs wird nun der Verdampfer B1 der oben beschriebenen Versuchsanlage mit 30 l einer Paraffin/Wasser-Dispersion gefüllt und die Versuchsanlage betrieben. Die Paraffin/Wasser-Dispersion besteht aus

© Fraunhofer UMSICHT

30 % des Paraffins RT10 der Firma Rubitherm, 1,5 % eines Tensids (interne Bezeichnung B1) und 1,5 % des Paraffins RT54 der Firma Rubitherm, das als Keimbildner zugegeben wird, und 67 % Wasser. Abbildung 5-32 bietet einen Blick in den Verdampfer B1 vor Inbetriebnahme der Versuchsanlage und während des Betriebs.

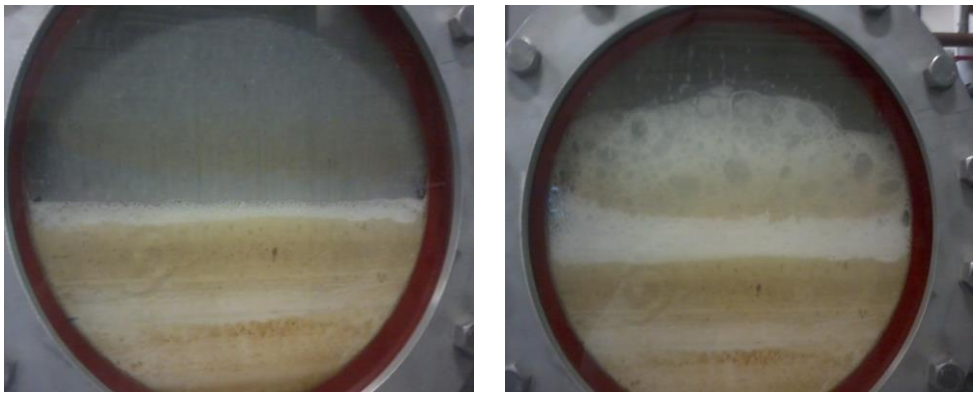


Abbildung 5-32: Blick in den Verdampfer B1, vor Inbetriebnahme (links) und während des Betriebs (rechts)

Während des Betriebs nimmt die Schaumschicht im Verdampfer zu. Ein Mittransport von Paraffintröpfchen mit dem Saugdampfstrom des Dampfstrahlverdichters konnte bei den Versuchen nicht ausgeschlossen werden. Die Betriebscharakteristik der Dampfstrahlkältemaschine schien kaum verändert.

Da durch die Vorversuche nicht ausgeschlossenen werden konnte, dass Paraffin in anderen Anlagenteilen gelangt, wird für die Demonstrationsanlage die Paraffin/Wasser-Dispersion nicht als Kälteträger, sondern nur als Speichermedium eingesetzt. Das bedeutet für die Planung, eine hydraulische Trennung zwischen Speichersystem und Kälteversorgung.

5.3.3 Test von Vakuumpumpen zur Evakuierung der Anlage

In der DSKM wird Wasser als Treib- und Kältemittel eingesetzt. Der Dampfdruck von Wasser liegt bei Temperaturen unterhalb von 100 °C unter 1000 mbar und damit unter dem atmosphärischen Luftdruck. Das bedeutet, dass Anlagenteile, insbesondere die Kernkomponenten der DSKM: die Verdampfer, die Strahlverdichter und die Mischkondensatoren, unter Unterdruck stehen. Aufgrund von Undichtigkeiten, bedingt durch Verbindungselemente, Achsendurchführungen etc., dringt fortwährend Umgebungsluft als Leckluft in die Anlage. Diese muss mit Hilfe einer Evakuierung aus der Anlage entfernt werden. Die Evakuierung besteht aus einer Vakuumpumpe, die Gase und Dämpfe aus der Anlage fördert. Dafür wird der Druck in der Anlage bis auf den Dampfdruck des Wassers gesenkt. Da die Vakuumpumpe aus der Gasphase der Anlage fördert, besteht der Gasstrom aus Wasserdampf und der zu entfernenden Leckluft. Dabei ist der Anteil Wasserdampf im Gasstrom erheblich und stellt besondere Anforderungen an die Vakuumpumpe, da dieser bei der Gaskomprimierung in der Vakuumpumpe kondensiert. Der hohe Anteil an Wasserdampf, der zusätzlich zur Leckluft aus der Anlage gefördert werden muss, macht die Evakuierung deutlich aufwendiger, als wenn nur die Leckluft zu fördern wäre. Dementsprechend sind verschiedene Lösungsansätze und Technologien denkbar, aus denen eine energieeffiziente und wirtschaftlich vertretbare

© Fraunhofer UMSICHT

Lösung auszuwählen ist. Der niedrigste Druck in einer DSKM herrscht in Betrieb am Verdampfer, bzw. im Saugstutzen des Strahlverdichters bevor der Saugdampfstrom sich mit dem Treibdampfstrom in der Mischkammer des Strahlverdichters mischt. Der Strahlverdichter fördert in Betrieb Wasserdampf aus dem Verdampfer in den Kondensator, in dem der Wasserdampf kondensiert wird. Vorhandene Leckluft wird ebenfalls mit dem Wasserdampf in den Kondensator gefördert, kann dort aber nicht kondensieren und verbleibt in der Gasphase. Auch aus anderen Anlagenteilen kann Leckluft mit dem Treibdampf in den Kondensator gelangen. Die Aufgabe der Evakuierung ist es, dieses nicht kondensierbare Gas aus dem Kondensator zu entfernen. Würde das Gas im Kondensator verbleiben, stiege der Kondensatordruck, aufgrund des Partialdrucks der entsprechenden Gasmenge, und infolgedessen auch der notwendige Treibdampfdruck bzw. Treibdampfverbrauch der Anlage bis hin zum kompletten Ausfall der Anlage, wenn der maximale mögliche Gegendruck des Strahlverdichters überschritten wird. Der Kondensatordruck der DSKM beträgt an ihrem Auslegungspunkt 50 mbar (abs). Diesen gilt es mit Hilfe der Evakuierung für den Betrieb der Anlage zu halten.

Man unterscheidet in der Technik unterschiedliche Arten des Vakuums, die sich nach dem Druckbereich ordnen lassen. Der Druck 50 mbar (abs) liegt im Bereich des Grobvakuums zwischen 300 und 1 mbar (abs). Für diesen Bereich sind eine Vielzahl von Vakuumpumpen marktverfügbar. In der Regel werden Verdrängerpumpen und Strahlpumpen, auch miteinander kombiniert, zur Erzeugung eines Grobvakuums eingesetzt. Aufgrund des hohen Wasserdampfanteils im Gasstrom der DSKM sind allerdings nicht alle Vakuumpumpen für den Einsatz geeignet. So werden bei DSKM, die in der Verfahrenstechnik eingesetzt werden, oft Wasserringvakuumpumpen in Kombination mit Strahlpumpen verwendet, wobei die Strahlpumpe als Vorstufe eingesetzt wird. Die Wasserringvakuumpumpe sowie die Strahlpumpe sind gegenüber Wasserdampf unempfindlich. Das bei der Verdichtung in der Wasserringvakuumpumpe anfallende Kondensat wird von der Betriebsflüssigkeit, also dem Wasserring, aufgenommen. Nachteilig beim Einsatz von Wasserringvakuumpumpen ist die Versorgung der Pumpe mit Betriebsflüssigkeit. Die Wasserringvakuumpumpe benötigt eine Wasserversorgung, die bei der Anlagenkonzeptionierung mit eingeplant werden muss. Ferner muss ein definierter Wasserfüllstand in der Vakuumpumpe eingehalten werden, so dass eine Füllstandsregelung notwendig ist. Diese kann mit Hilfe einer Vorlage und einem Schwimmerventil recht einfach realisiert werden. Der niedrigste Druck, der mit einer Wasserringvakuumpumpe erreicht werden kann richtet sich nach dem Dampfdruck und damit nach der Temperatur der Betriebsflüssigkeit. Da ein Teil der von der Vakuumpumpe aufgenommenen elektrischen Arbeit in Form von dissipierter Wärme in die Betriebsflüssigkeit gelangt sowie das Kondensat aus dem Gasstrom, steigt die Temperatur der Betriebsflüssigkeit während des Betriebs an. Dies kann dazu führen, dass der gewünschte Druck saugseitig der Pumpe nicht mehr erreicht werden kann. Um dies zu verhindern, muss die Betriebsflüssigkeit gekühlt werden. Dementsprechend ist bei der Anlagenkonzeptionierung, neben dem Wasseranschluss für die Wasserringvakuumpumpe, auch eine Kühlung der Betriebsflüssigkeit vorzusehen. Die Kühlung kann mit Hilfe eines Wärmeübertragers, der an dem Kühlwasserkreislauf angeschlossen wird, realisiert werden. Zum

© Fraunhofer UMSICHT

Entleeren der Vakuumpumpe oder um die Möglichkeit zu besitzen überschüssiges Kondensat abzuführen, muss ebenfalls ein Anschluss ans Abwassersystem vorgesehen werden. In Summe ist also der Einsatz einer Wasserringvakuumpumpe mit einem entsprechenden technischen Aufwand verbunden, so dass eine Betrachtung von Alternativen lohnenswert erscheint.

Als Alternative wurde im Rahmen der Vorversuche der Einsatz einer Membran-Vakuumpumpe an der oben beschriebenen Versuchsanlage getestet. Diese Art Vakuumpumpe ist in der Technik zur Erzeugung von Grobvakuum weit verbreitet und kostengünstige Modelle sind marktverfügbar. Die Versuchsanlage selber verfügt über eine ölgeschmierte Drehschieber-Vakuumpumpe, mit der die Anlage evakuiert wird. Diese Aufgabe soll dann in den Versuchen von einer Membran-Vakuumpumpe übernommen werden. In einem ersten Schritt wird zunächst die Leckluftmenge der Versuchsanlage bestimmt. Dies ist wichtig, um später die Förderleistung der Vakuumpumpe zu bewerten. Die Leckluftmenge der Versuchsanlage kann mit Tabelle 5-9 und Tabelle 5-10 berechnet sowie praktisch über den Druckanstieg bestimmt werden. Ein Einfluss der Druckdifferenz auf die Leckagerate wird in den Literaturstellen nicht genannt.

Tabelle 5-9: Leckluftraten von Dichtelementen aus [Bernecker et al. 2001]

Dichtelement	Literatur	Stand der Technik	Anzahl der gemessenen Dichtelemente
Flansch (Gas)	0,2 g/(h·m)	0,02 g/(h·m)*	5000
Flansch (Flüssigkeit)	2,0 g/(h·m)	0,2 g/(h·m)*	600
HD-Flansch	0,2 g/(h·m)	ca. 5 %	950
Ventil, Schieber, Regelventil	2,8 g/(h·Stück)	ca. 10 % (200 % **)	1800
HD-Ventile	2,8 g/(h·Stück)	ca. 3 %	400
Kugelhähne	2,8 g/(h·Stück)	< 5 %	125
Sicherheitsventile	55 g/(h·Stück)	ca. 5 %	50
Gleitringdichtungen - an Pumpen - an Kolbenkompressoren	60 g/(h·Stück) 104 g/(h·Stück)	ca. 10 % ca. 12,5 %	67 13

* Erlass in NRW als vorläufige Verordnung an die Gewerbeaufsichtsämter (G III-1.83)
** Vor der Wartung von Ausreißern

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-10: Leckluftraten von Anlagen unter Vakuum (Δp > 0,5 bar) [GEA Wiegand 2009]

Unter Vakuum zu haltendes Apparatevolumen in m³	**0,2**	**1**	**3**	**5**	**10**	**25**	**50**	**100**	**200**	**500**
Apparate- u. Rohrleitungsverbindungen	Leckluftstrom in kg/h									
normal abgedichtet, überwiegend geflanscht	0,15 bis 0,3	0,5 bis 1	1 bis 2	1,5 bis 3	2 bis 4	4 bis 8	6 bis 12	10 bis 20	16 bis 32	30 bis 60
teils geflanscht, teils geschweißt	0,1 bis 0,2	0,25 bis 0,5	0,5 bis 1	0,7 bis 1,5	1 bis 2	2 bis 4	3 bis 6	5 bis 10	8 bis 16	15 bis 30
überwiegend geschweißt oder mit Spezialabdichtungen ausgeführt	< 0,1	0,15 bis 0,25	0,25 bis 0,5	0,35 bis 0,7	0,6 bis 1,2	1 bis 2	1,5 bis 3	2,5 bis 5	4 bis 8	8 bis 15

Zunächst erfolgt eine theoretische Bestimmung der Leckluftmenge. Hierfür werden alle Flanschverbindungen der Anlage, die Ventile sowie Hähne, die Sicherheitsventile und die Gleitringdichtung der Speisepumpe berücksichtigt. Für die Flanschverbindungen der Versuchsanlage wird nachfolgend eine entsprechende Dichtigkeit nach Tabelle 5-9, Spalte „Stand der Technik" vorausgesetzt. Anschließend wird die Leckluftrate der Versuchsanlage über den gemessenen Druckanstieg in der Anlage, während der Stillstandzeit der Vakuumpumpe, bestimmt. Beide Ergebnisse, der theoretischen Bestimmung sowie der praktischen Messung, sind in Tabelle 5-11 aufgeführt.

Tabelle 5-11: Theoretische und praktische Bestimmung der Leckluftrate der Versuchsanlage

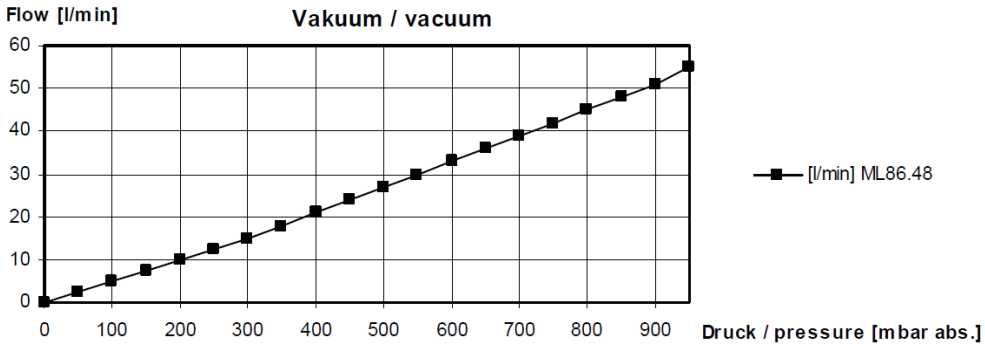
Bemerkung	**Theoretisch**	**Praktisch**	**Einheit**
Leckluftstoffstrom	0,1541	0,3453	mol/h
Druck	22,2	25	hPa
Temperatur	293	295	K
Leckluftvolumenstrom	0,1693	0,3386	m³/h
	2,82	5,64	l/min

Die praktische Bestimmung der Leckluftrate weist einen doppelt so hohen Wert aus, als die theoretische Bestimmung. Mit einem Anlagenvolumen von unter 200 l kann entsprechend Tabelle 5-10 die Versuchsanlage der Kategorie „Apparate- und Rohrleitungsverbindungen normal abgedichtet, überwiegend geflanscht" zugeordnet werden. Demnach liegt die gemessene Leckrate nur leicht über dem oberen Grenzwert. Da sich die Versuchsanlage hinsichtlich der verwendeten Dichtungsarten von der zu errichtenden Demonstrationsanlage nicht unterscheidet, ist bei der Planung der Evakuierung die Demonstrationsanlage der gleichen Kategorie zuzuordnen.

Nachdem die Leckluftrate der Versuchsanlage bestimmt wurde, starteten die Versuche mit der Membran-Vakuumpumpe. Es wurde eine Membran-Vakuumpumpe des Typs ML86.48 der Firma Hyco mit folgenden technischen Daten Saugvermögen ca. 4 l/min bei 50 mbar und einem Enddruck von 1 mbar eingesetzt. Das Leistungsdiagramm der Pumpe ist in Abbildung 5-33 zu sehen.

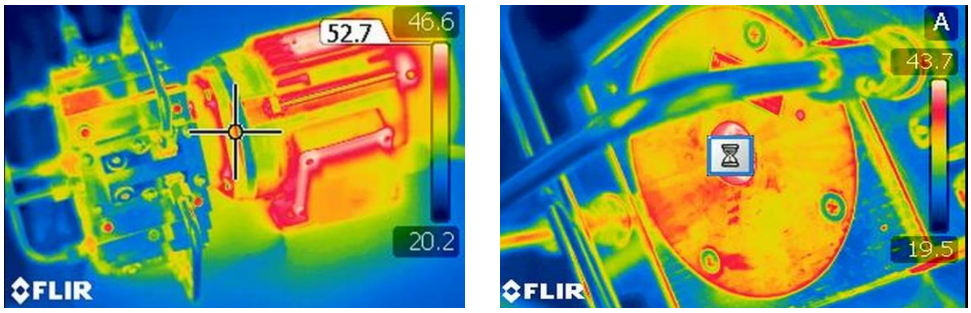
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-33: Leistungsdiagramm Hyco ML86.48 (www.hyco.de)



Bei den Versuchen zeigte sich schnell, dass der mit der Leckluft zu fördernde Wasserdampf in der Pumpe kondensiert und den Pumpenbetrieb stark beeinträchtigt. Die Membran-Vakuumpumpe erreicht einen Anlagenenddruck von ca. 60 mbar (abs), dies entspricht dem Sättigungsdampfdruck des Kondensats bei ca. 36 °C. Abbildung 5-34 ist eine Thermographie der Membran-Vakuumpumpe während des Betriebs, wobei Teile des Pumpenkopfes eine des Sättigungsdampfdruckes entsprechende hohe Temperatur aufweisen.

Abbildung 5-34: Thermographie der Membran-Vakuumpumpe (links: Gesamtansicht, rechts: Pumpenkopf)



Ohne Kältefalle, die einen großen Teil des Wasserdampfes vor der Vakuumpumpe abscheidet, ist der ordentliche Betrieb der Membran-Vakuumpumpe nicht möglich. Das bedeutet, dass für die geplante Demonstrationsanlage der Einsatz einer Membran-Vakuumpumpe entweder in Kombination mit einer Kältefalle oder die Vakuumpumpe deutlich überdimensioniert werden muss, so dass der hohe Wasserdampfanteil im Gasstrom problemlos mitgefördert werden kann.

Auf Basis der oben genannten Daten ist in der nachfolgenden Tabelle 5-12 eine Schätzung der Leckluftrate für die Demonstrationsanlage vorgenommen worden.

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-12: Abschätzung der Leckluftrate der Demonstrationsanlage

Bemerkung	Theoretisch DSKM, Auslegungspunkt 1	Einheit
Leckluftrate	0,17	mol/h
Druck	45,6	hPa
Temperatur	305	K
Leckluftrate	0,1	m³/h
	1,62	l/min
Partialdruck Leckluft, soll	5	hPa
Gesamtdruck in der DSKM	50,6	hPa
Rel. Feuchte der Leckluft	0,1	-
Abzuführende Gasmenge	1,77	mol/h
Abzuführender Volumenstrom	0,89	m³/h
	14,79	l/min
Notwendiger Saugdruck	50,58	mbar

© Fraunhofer UMSICHT

6 Auswertung des Demonstrationsbetriebs

Die Erstinbetriebnahme der Gesamtanlage erfolgte Ende Mai 2014. Innerhalb der Sommerperiode in 2014 wurde die Funktionstüchtigkeit der Anlage im Rahmen von ersten Versuchsfahrten nachgewiesen. Im Verlauf der Inbetriebnahmephase wurden Optimierungspotenziale hinsichtlich der Anlagenautomatisierung aufgedeckt und teilweise während der Inbetriebnahmephase umgesetzt. Eine weitere Anpassung der Anlagenautomatisierung erfolgte in der Winterpause. Während der Sommermonate 2015 wurden anschließend weitere gezielte Versuchsfahrten durchgeführt. Ziel des Demonstrationsbetriebs war es, die Funktionalität der Einzelkomponenten sowie das Zusammenspiel aller Komponenten zu testen und die Betriebscharakteristik der Anlage in verschiedenen Betriebssituationen zu untersuchen. Hierzu zählen der Betrieb mit solarthermisch erzeugtem Treibdampf, der Betrieb der DSKM im Betriebsmodus „Freie Kühlung“ sowie das Betriebsverhalten der Anlage bei unterschiedlichen Kaltwasser- und Kondensatortemperaturen. Basierend auf den gewonnenen Messdaten wird die Anlagencharakteristik ausgewertet und Kennzahlen wie der Tagesnutzungsgrad des Solarfelds, das Wärmeverhältnis der DSKM und die elektrische Leistungszahl der Gesamtanlage bestimmt.

Während des Versuchsbetriebs in den Sommermonaten 2014 und 2015 wurden etwa 6 MWh Kälte bereitgestellt. Dies entspricht etwa 75 Volllaststunden. Zahlreiche Sommertage wurden für Testläufe zur Optimierung einzelner Regelkreise genutzt, sodass nur wenige Tage zur Durchführung von Leistungsfahrten zur Verfügung standen.

Im Folgenden werden exemplarisch die Messdaten verschiedener Versuchsfahrten sowie die Betriebscharakteristik der Anlage und Einzelkomponenten vorgestellt, diskutiert und bewertet. In dem Teilbericht der Firma Ritter sind zudem weiterführende Informationen zum Solarfeld und zur Direktdampferzeugung enthalten [Bauer 2015]. Im Rahmen der Auswertung wurde die Effizienz des Solarfelds bewertet. Es wurde ermittelt, dass mit dem Solarfeld Tagesnutzungsgrade zwischen 30 und 40 % erreichbar sind.

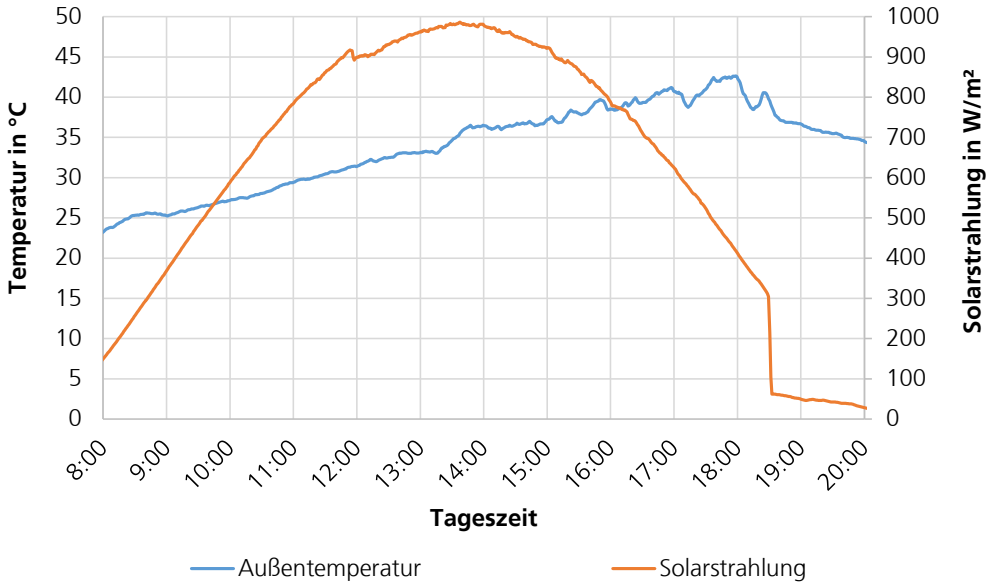
6.1 Dampf- und Kälteerzeugung

6.1.1 Demonstrationsbetrieb am 01.07.2015

In Abbildung 6-1 sind die Verläufe der Umgebungstemperatur und der Solarstrahlung dargestellt. Die Umgebungstemperatur lag in den Morgenstunden bei etwa 25 °C und ist im Tagesverlauf auf über 40 °C angestiegen. Anhand des Verlaufs der Solarstrahlung ist zu erkennen, dass es sich um einen wolkenlosen Tag mit besten Strahlungsbedingungen handelt. Die Solarstrahlung erreicht Werte von bis zu 1.000 W/m².

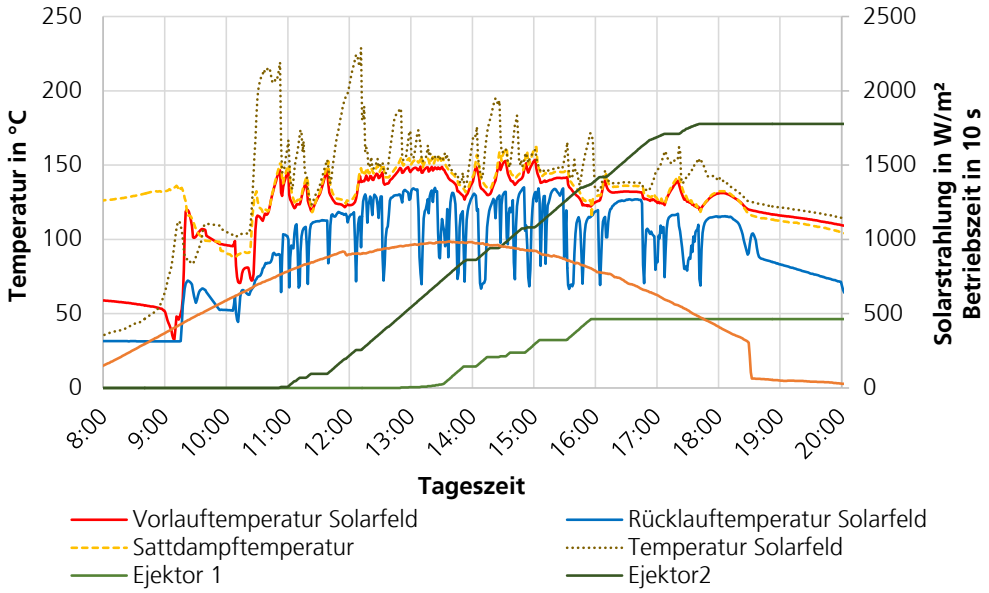
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-1:
Meteorologische Daten
am 01.07.2015



In Abbildung 6-2 sind der Verlauf der Vorlauf- (TIRC-W-1.1) und Rücklauftemperatur (TIRC-W-15.1) des Solarfelds sowie die Betriebszeit der beiden Strahlpumpen der DSKM dargestellt. Ferner sind die Temperatur im Solarfeld am Austritt von Teilfeld 8 (Standort: nördliches Ende Gebäude LB) sowie die Solarstrahlungsleistung und die berechnete Sattdampftemperatur entsprechend des Anlagedrucks am Stagnationsbypass (Sensor PIRC-W-11.1; siehe Abbildung 3-26 auf S. 48) über der Betriebszeit von 08:00 – 20:00 Uhr aufgetragen.

Abbildung 6-2:
Dampferzeugung und
Betriebszeit der DSKM
am 01.07.2015



Aus Abbildung 6-2 ist zu erkennen, dass die Baugruppe Dampferzeugung morgens von ca. 09:00 – 11:00 Uhr aufgeheizt wurde. Die Aufheizung der BG Dampferzeugung, also dem Solarfeld inkl. Vorlaufleitung, der Dampftrommel und dem Latentwärmespeicher, benötigt demnach auch an sehr sonnigen Tagen etwa zwei Stunden. Dies wirkt sich negativ auf die Betriebszeit der DSKM aus, da die Strahlpumpen erst nach der Aufheizung der BG Dampferzeugung zugeschaltet werden können. Als Gründe für die lange Aufheizphase können

© Fraunhofer UMSICHT

das große Wasservolumen sowie die Kapazität der Verrohrung, die standortbedingte große Länge der Vorlaufleitung des Solarfelds sowie der Aspekt, dass der Wärmespeicher beim morgendlichen Anfahren der Anlage direkt mit aufgeheizt wird, genannt werden.

Anhand von Abbildung 6-2 ist zu erkennen, dass die Solaranlage Dampftemperaturen im Bereich von 130 – 150 °C (Vorlauftemperatur Solarfeld) bereitgestellt hat. Bei dem solar erzeugten Dampf handelt es sich am Eintritt in die Dampftrommel zumeist um Nassdampf nahe der Sättigungslinie. Die im Solarfeld erreichte Temperatur des Dampfs ist mit Werten von bis zu 230 °C deutlich höher als am Eintritt in die Dampftrommel. Hier ist der Solardampf teilweise deutlich überhitzt. Hauptgründe für die deutlich niedrigeren Dampfparameter am Eintritt in die Dampftrommel sind die Länge der Vorlaufleitung des Solarfelds sowie die gewählten Regelungsparameter für die Dampfspeisepumpe, vor allem der hohe Sollwert für den Massenstrom. Die Sättigungstemperatur ist in Abbildung 6-2 als gepunktete ockerfarbene Linie dargestellt und nach Gl. 6-1 berechnet. Gl. 6-1 stellt ein Polynom 3. Grades zur Berechnung der Sattdampftemperatur t_{SD} in Abhängigkeit des Drucks p_{SD}, basierend auf Werten der Dampftafel[6], dar. Für die Berechnung wurde der gemessene Druck am Sensor PIRC-W-11.1 (Stagnationsbypass) verwendet. Am Sensor PIRC-W-11.1 ist der Druck gegenüber dem Solarfeld durch den erzeugten Vordruck der Pumpe P14 leicht erhöht. Dies ist bei der Interpretation der Messdaten zu berücksichtigen.

$$t_{SD} = 0{,}4631 \cdot {p_{SD}}^3 - 6{,}0708 \cdot {p_{SD}}^2 + 35{,}062 \cdot p_{SD} + 70{,}628 \qquad \text{Gl. 6-1}$$

In blauer Farbe ist die Rücklauftemperatur des Solarfelds dargestellt. Hier sind teilweise deutliche Temperaturschwankungen zu erkennen. Gründe für das wiederkehrend kurzzeitige Absinken der Rücklauftemperatur sind das Rückspeisen von Kondensat aus dem Verflüssiger der DSKM sowie der Füllstandsausgleich der Dampftrommel durch die aktive Druckhaltung, wenn der Füllstand unter die Mindestgrenze von 20 % absinkt.

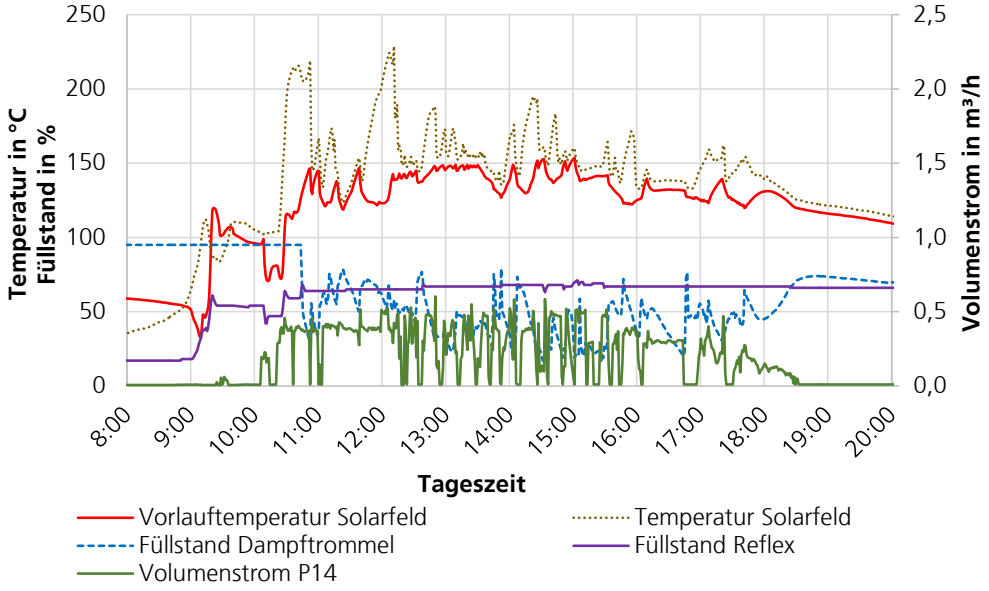
Anhand von Abbildung 6-2 ist ferner zu erkennen, dass Stufe 2 der Dampfstrahlkältemaschine am 01.07.2015 zwischen 11:00 und 17:30 Uhr für insgesamt ca. 3 Stunden betrieben wurde. Darüber hinaus war die Stufe 1 zwischen 13:30 und 16:00 Uhr für ca. 75 Minuten in Betrieb. Obwohl die solare Einstrahlung am Messtag sehr hohe Werte erreichte und keine Wolkendurchgänge zu verzeichnen waren, konnten die Strahlverdichter nicht durchgängig betrieben werden. Gründe hierfür sind, dass die Fläche des Solarfelds mit 360 m² (etwa 4 m² pro kW Kälteleistung) knapp bemessen ist, da die Verluste der langen Vorlaufleitung des Solarfelds unterschätzt wurden, und dass die Kondensatortemperatur und somit der Gegendruck für die Strahlverdichter teilweise recht hoch sind. Bedingt durch den hohen Gegendruck ist der Treibdampfbedarf ebenfalls hoch und die Effizienz der DSKM vergleichsweise niedrig.

Abbildung 6-3 zeigt noch einmal die Verläufe der Solarfeldtemperatur sowie der Vorlauftemperatur (TIRC-W-1.1). Ferner sind der Füllstand der Druckhal-

[6] Vgl. http://produkte.gea-wiegand.de/GEA/GEACategory/145/index_de.html (Stand 18.01.2016)

tung sowie der Dampftrommel und der Volumenstrom der Solarpumpe P14 dargestellt.

Abbildung 6-3: Dampferzeugung und Füllstände am 01.07.2015



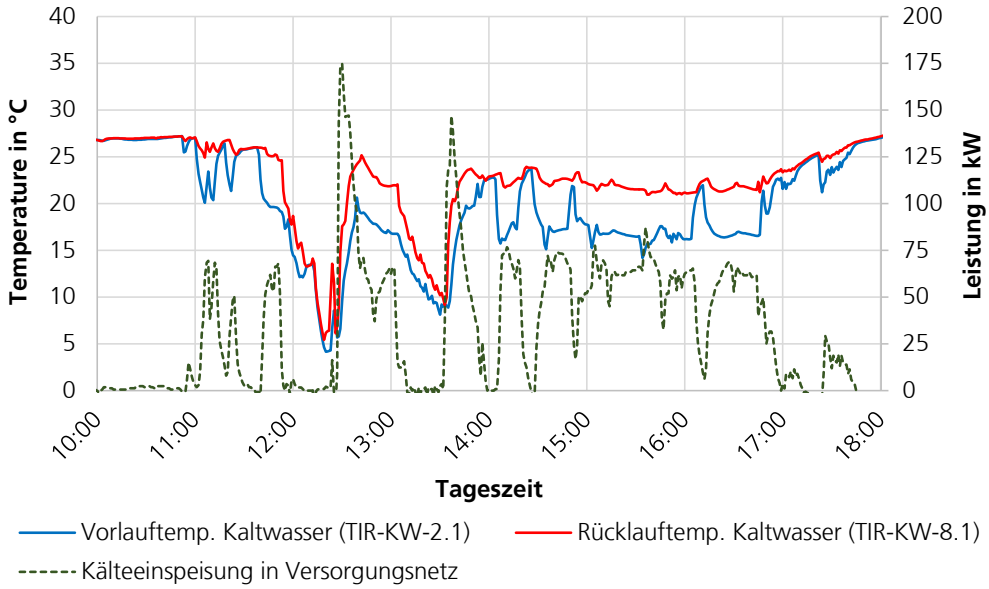
An dem gewählten Messtag war das Konzept B für die Regelung der Pumpe P14 aktiv, sodass diese erst eingeschaltet wurde, nachdem sich ein Dampfpolster im Solarfeld aufgebaut hatte. Nachdem sich gegen etwa 09:20 Uhr ein Dampfpolster im Solarfeld ausgebildet hatte, erkennbar am steigenden Füllstand der Reflex Druckhaltestation, begann die Solarpumpe mit dem Stagnationsanfahren. Hierbei betrug der Sollwert für den Volumenstrom 50 l/h. Daraufhin ist die Temperatur im Solarfeld wieder auf eine Temperatur leicht unter 100 °C abgesunken. Die Solarfeldpumpe war daraufhin bis etwa 10 Uhr außer Betrieb. Um ca. 10:45 Uhr hat sich ein Dampfpolster in der Dampftrommel aufgebaut. Wie bereits erwähnt, ist die DSKM um ca. 11:00 Uhr in Betrieb gegangen. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom der Pumpe P14 zwischen 0 und 500 l/h eingeregelt wird. Ursprünglich betrug der Maximalwert für den Volumenstrom der Pumpe P14 300 l/h. Dieser Wert wurde jedoch im Rahmen der Versuchsfahrten zu Testzwecken mehrfach angepasst. Bei Volumenströmen über 350 l/h kann jedoch eine kontinuierliche Überhitzung im Kollektorfeld auch bei maximaler Solareinstrahlung nicht mehr erreicht werden. Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen Solarfeld und DSKM schwankt der Volumenstrom der Pumpe P14 stark, obwohl keine Wolkendurchgänge am Messtag zu verzeichnen waren. Die Schwankungen der Vorlauftemperatur des Dampfs sind jedoch deutlich geringer, da die Wärmekapazität der Kollektormodule ausgleichend wirkt.

In Abbildung 6-4 sind die Kälteeinspeisung der DSKM in das Versorgungsnetzwerk der Hochschule sowie die Verläufe der Kaltwasservorlauftemperatur (TIR-KW-2.1) und der Kaltwasserrücklauftemperatur (TIR-KW-8.1) von 10:00 – 18:00 Uhr dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die DSKM bei den vorliegenden Betriebsbedingungen eine Kälteleistung von ca. 60 – 80 kW erreicht hat. Insgesamt wurden etwa 300 kWh eingespeist. Die Kälteleistung wird am Wärmetauscher zum Versorgungsnetzwerk der Hochschule Karlsruhe mittels der Temperatursensoren TIR-KW-2.2 und TIR-KW-8.1 und dem Volumenstrom der Kalt-

© Fraunhofer UMSICHT

wassertrasse FIR-KW-1.1 bilanziert (siehe Abbildung 3-29). Das bedeutet, dass Kälteverluste der Kaltwassertrasse sowie der Wärmeeintrag der Kaltwasserpumpen P5 und P17 die gemessene Kälteleistung reduzieren, sodass die Kälteleistung leicht unterschätz wird. Die kurzzeitigen Spitzen der Kälteeinspeisung bis etwa 180 kW sind durch die Bilanzierung am Wärmeübertrager WT1 zum Versorgungsnetzwerk der Hochschule Karlsruhe zu erklären. Aus Abbildung 6-4 ist zu erkennen, dass bevor die Spitzen auftreten keine Kälte eingespeist wird. Jedoch ist die DSKM weiter in Betrieb, sodass die Temperatur der Kaltwassertrasse absinkt. Somit kann die kurzzeitig hohe Kälteleistung bei erneuter Einspeisung in das Versorgungsnetzwerk um ca. 12:30 Uhr und 13:30 Uhr begründet werden.

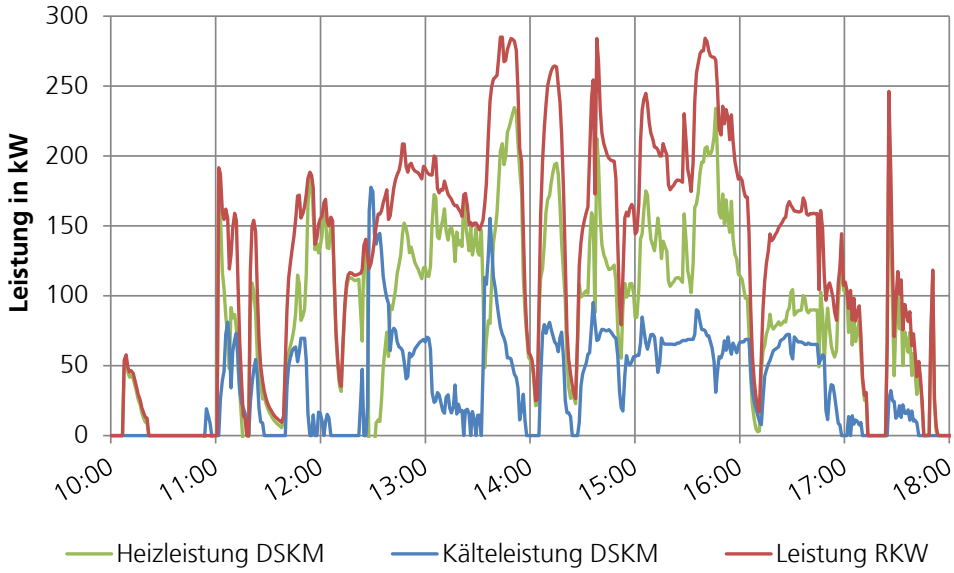
Abbildung 6-4: Kälteeinspeisung am 01.07.2015



In nachfolgender Abbildung sind die Kälteleistung und die Heizleistung der DSKM sowie die Leistung des RKW für den 01.07.2015 über der Zeit aufgetragen. Die am RKW abgeführte Wärme ergibt sich aus der Summe aus Kälteleistung und Antriebswärmeleistung und erreicht Werte von bis zu 285 kW.

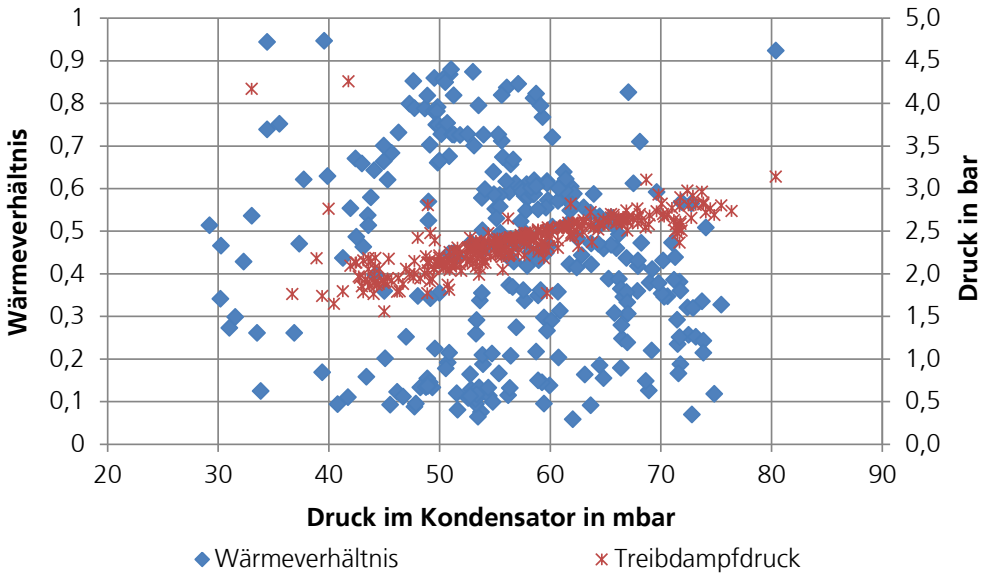
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-5: Kälteleistung DSKM, Heizleistung DSKM und Leistung RKW am 01.07.2015



In Abbildung 6-6 sind das Wärmeverhältnis und der Treibdampfdruck über dem Gegendruck im Kondensator aufgetragen. Anhand der Abbildung ist zu erkennen, dass der Treibdampfdruck mit steigender Kondensatortemperatur ansteigt und gleichzeitig das Wärmeverhältnis abnimmt. Der Treibdampfdruck beträgt in Abhängigkeit der Kondensatortemperatur etwa 1,5 – 3 bar. Dabei wird ein Wärmeverhältnis zwischen 0,1 und 1 erreicht. Das mittlere Wärmeverhältnis beträgt für diesen Messtag 0,54 bei einer mittleren Kühlwassertemperatur von 27,7 °C und einer mittleren Kaltwassertemperatur von 16,1 °C.

Abbildung 6-6: Wärmeverhältnis und Treibdampfdruck



Die DSKM ist für einen Gegendruck von 52 mbar (Stufe 2) ausgelegt. Es ist zu erkennen, dass der Druck im Kondensator zumeist deutlich oberhalb des Nenn-Gegendrucks liegt. Dies ist auf folgende Gründe zurückzuführen:

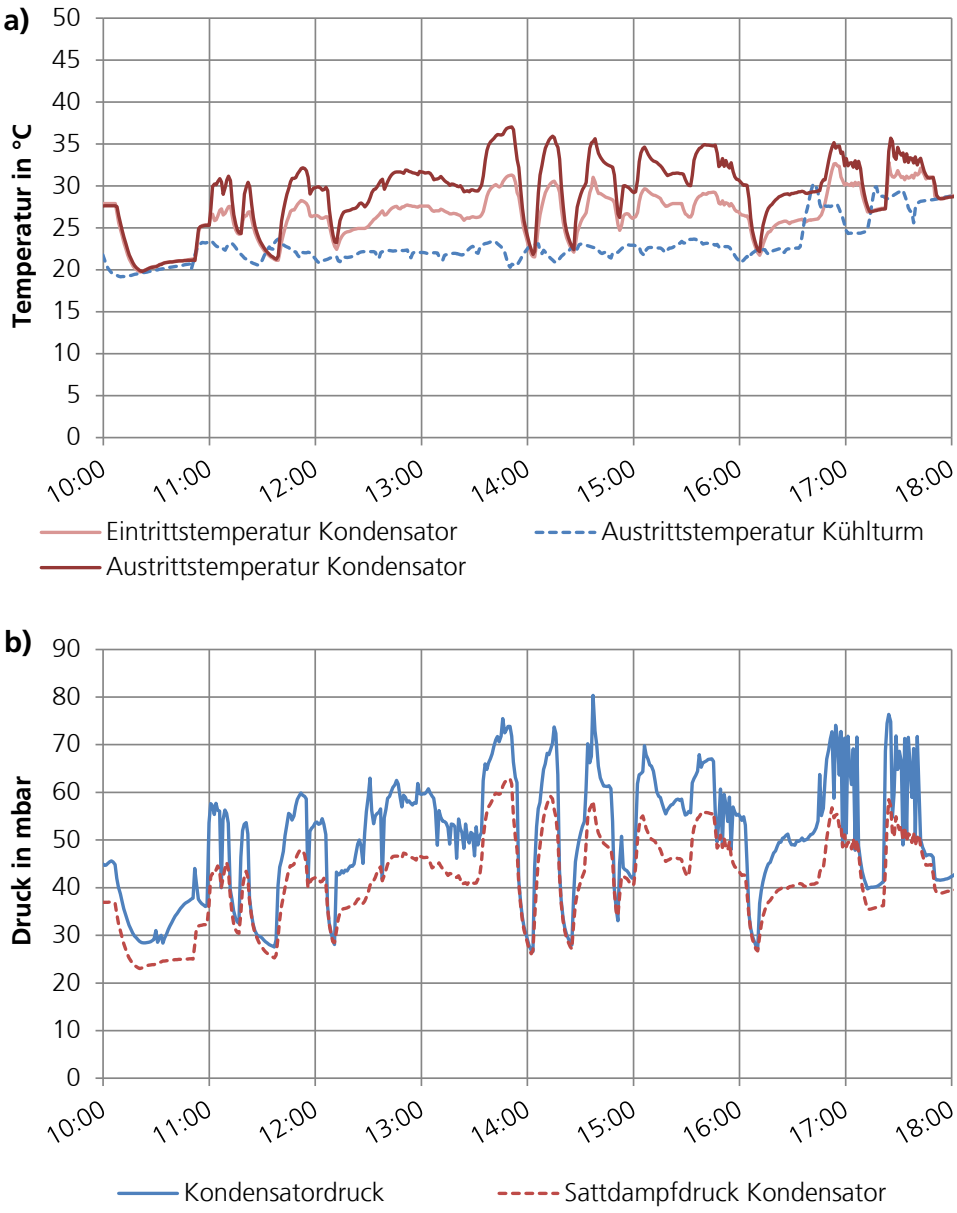
© Fraunhofer UMSICHT

1) Die Temperaturdifferenz zwischen Primär- und Sekundärseite des Wärmeübertragers WT2 zwischen internem und externem Kühlkreis der DSKM ist deutlich größer, als entsprechend der Auslegung des Wärmeübertragers zu erwarten wäre. In Abbildung 6-7 a) sind die Ein- und Austrittstemperatur des Kondensators sowie die Austrittstemperatur aus dem Nasskühlturm am Messtag dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturdifferenz zwischen Primär- und Sekundärseite (Austritt Kühlturm / Eintritt Kondensator) bis zu 10 K beträgt. Entsprechend der Auslegung sollte sich im Nennbetriebspunkt der Anlage bei einer Abwärmeleistung von 366 kW eine Temperaturdifferenz von 3 K einstellen. Es wird vermutet, dass der Wärmeübertrager WT2 montagebedingt verschmutzt ist.

2) Die Leistungsfähigkeit der Membranvakuumpumpen ist geringer als erwartet. Entsprechend der Auslegung der Membranvakuumpumpen sollte der Partialdruck der Leckluft nicht mehr als 5 mbar des Gesamtdrucks in der DSKM betragen. Im Betrieb erreicht der Partialdruck der Leckluft jedoch teilweise 10 – 15 mbar (Abbildung 6-7 b). Dies ist darauf zurückzuführen, dass in der Demonstrationsanlage keine Kältefalle saugseitig vor den Vakuumpumpen installiert ist. Bedingt durch den im Saugstrom enthaltenen Wasserdampf, der in den Vakuumpumpen kondensiert, reicht die Saugleistung der Vakuumpumpen nicht aus.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-7:
Rückkühlbedingungen



6.1.2 Wärmeverhältnis der DSKM bei verschiedenen Betriebsbedingungen

Die nachfolgende Abbildung zeigt das Wärmeverhältnis der DSKM in Abhängigkeit des Treibdampfdrucks (a), des Gegendrucks und der Kaltwassertemperatur. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass das Wärmeverhältnis mit sinkender Kaltwassertemperatur und steigendem Gegendruck ansteigt.

© Fraunhofer UMSICHT

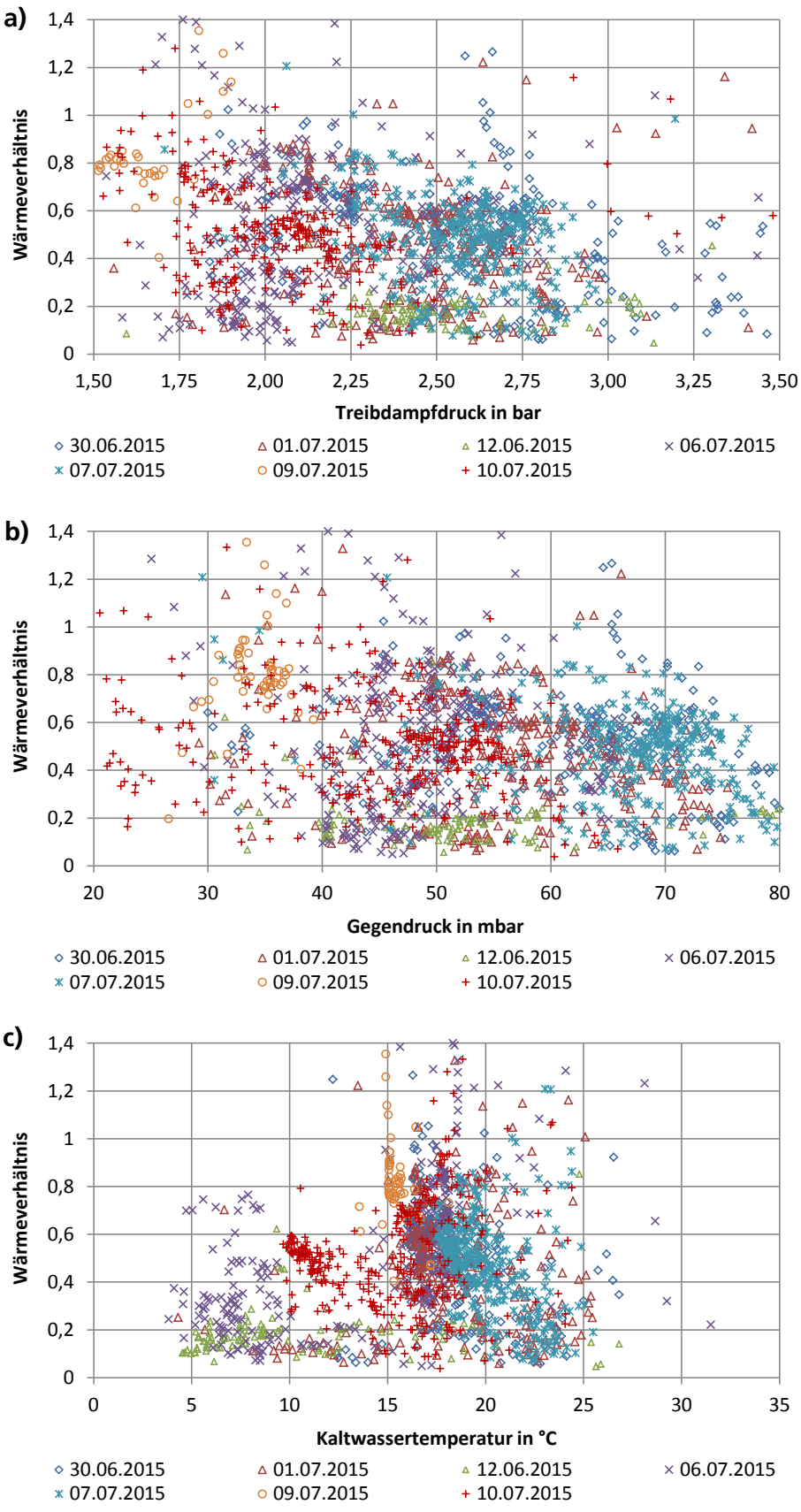
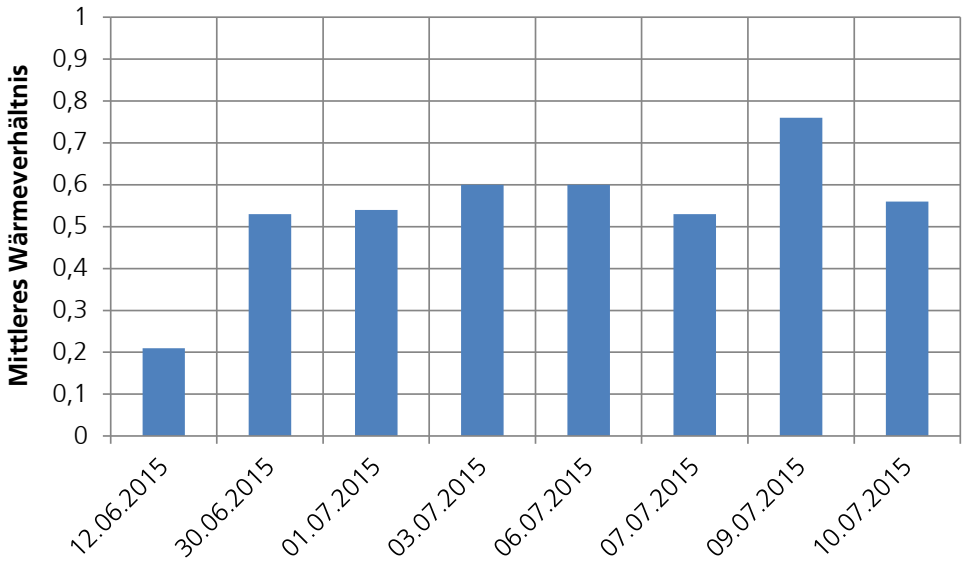


Abbildung 6-8: Wärmeverhältnis der solar betriebenen DSKM aufgetragen über a) Treibdampfdruck b) Gegendruck und c) Kaltwassertemperatur

In Abbildung 6-9 ist das mittlere Wärmeverhältnis für die verschiedenen Messtage aufgetragen. Dieses liegt zwischen etwa 0,21 und 0,76. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Gegendruck im Kondensator aus den zuvor genannten Gründen häufig deutlich über dem Auslegungspunkt liegt. Des Weiteren wurde der notwendige Treibdampfdruck im Betrieb durch einen Offset von 200 mbar erhöht, um einen kontinuierlichen Betrieb ohne „Umkippen" der Strahlverdichter zu gewährleisten. Beides führt zu einer Erhöhung des Treibdampfverbrauchs und somit zu einer Verschlechterung des Wärmeverhältnisses. Am 09.07. ist das mittlere Wärmeverhältnis mit einem Wert von 0,76 mit Abstand am höchsten. Dies kann auf die niedrige Feuchtkugeltemperatur zurückgeführt werden, welche im Betrachtungszeitraum zwischen 08:00 und 18:00 Uhr im Mittel 16,7 °C betrug (siehe Abbildung 6-10). An dieser Stelle ist zu erwähnen, dass am 09.07. der Betriebsmodus „Freie Kühlung" zwischen 10:45 und 15:00 Uhr getestet wurde. Das Wärmeverhältnis wurde ausschließlich für den Zeitraum zwischen 15:00 und 17:00 Uhr ermittelt, in dem die DSKM mit solarthermisch erzeugtem Prozessdampf betrieben wurde.

Abbildung 6-9: Mittleres Wärmeverhältnis an verschiedenen Messtagen



6.1.3 Elektrische Leistungsaufnahme der Anlage

Die Leistungsaufnahme der gesamten Pilotanlage ist deutlich von der Betriebssituation abhängig und kann bei Volllast bis zu 13 kW_{el} betragen. Der größte Verbraucher ist der Lüfter des Nasskühlturms mit einer Anschlussleistung von 4 kW_{el}. Die Optimierung des elektrischen Energiebedarfs des Rückkühlwerks ist demnach von entscheidender Bedeutung für die erreichbare „elektrische Leistungszahl" der Pilotanlage. Besonders bei günstigen Rückkühlbedingungen, wenn einerseits das Wärmeverhältnis hoch ist und verhältnismäßig wenig Abwärme abgeführt werden muss und andererseits die Wärmeabfuhr über den Kühlturm aufgrund der günstigen Bedingungen wenig elektrischer Antriebsenergie für Pumpe und Lüfter bedarf, können hohe elektrische Leistungszahlen erreicht werden. Somit ist unter anderem das Klima am Anlagenstandort von entscheidender Bedeutung.

© Fraunhofer UMSICHT

Im eingeschwungenen Zustand erreicht die Pilotanlage in Abhängigkeit der vorliegenden Betriebsbedingungen eine elektrische Leistungszahl zwischen 6 und 9. Dabei wurden alle elektrischen Verbraucher inklusive der Pupe P17 für die Kaltwassertrasse, mit Ausnahme der Komponenten im Heizungskeller der HsK (P15 und P18), berücksichtigt. Es besteht jedoch noch weiteres Optimierungspotenzial hinsichtlich der Steigerung der elektrischen Leistungszahl, welche im Rahmen des Projekts nicht mehr umgesetzt werden konnten. Hierzu zählt beispielsweise die Regelung der Pumpe P3 des LWSP, welche derzeit im Modus Dampferzeugung kontinuierlich betrieben wird. Auch sind die örtlichen Gegebenheiten nicht optimal, da sowohl Kaltwassertrasse als auch die Verbindungsleitung zwischen Container und Kollektorfeld sehr lang sind, was sich im Stromverbrauch wiederspiegelt.

6.1.4 Betriebsmodus „Freie Kühlung“

Neben dem Betrieb der DSKM mit solarthermisch erzeugtem Prozessdampf, kann die Anlage bei entsprechenden meteorologischen Bedingungen (niedrige Feuchtkugeltemperatur) auch im Betriebsmodus „Freie Kühlung“ betrieben werden. Bei dieser Betriebsart wird der Kondensator durch den externen Kühlkreis unter die Temperatur des Verdampfers abgekühlt. Dadurch sinkt der Druck im Kondensator ebenfalls unter den Verdampferdruck ab, sodass der Kältemitteldampf aufgrund des entstandenen Druckgefälles vom Verdampfer in den Kondensator strömt, ohne dass ein Stahlverdichter betrieben wird. In diesem Betriebsmodus wird demnach kein solarthermisch erzeugter Prozessdampf benötigt. Auf diese Weise kann die DSKM beispielsweise in Übergangszeiten im Frühling und Herbst oder in den Morgenstunden Kälte erzeugen, wenn einerseits ein Kühlbedarf vorliegt, jedoch die solare Einstrahlung nicht zur Prozessdampferzeugung ausreicht.

In dem Betriebsmodus „Freie Kühlung“ ist das Wärmeverhältnis quasi unendlich groß, da keine Antriebswärme benötigt wird. Daher stellt das Wärmeverhältnis für diese Betriebsart kein geeignetes Bewertungskriterium dar. Hinsichtlich der elektrischen Leistungszahl ist anzumerken, dass die Antriebe der Baugruppe Dampferzeugung (Solarfeldpumpe P14, Speicherpumpe P3 etc.) im Betriebsmodus „Freie Kühlung“ nicht benötigt werden. Alle anderen Antriebe werden jedoch auch in diesem Betriebsmodus benötigt, sodass die elektrische Leistungszahl der Anlage nur leicht ansteigt.

Im Folgenden werden die Messdaten für eine Betriebsfahrt im Modus „Freie Kühlung“ am 09.07.2015 vorgestellt. Abbildung 6-10 zeigt die Temperaturverläufe der Außen- und Feuchtkugeltemperatur sowie der Austrittstemperatur des Verdampfers und der Eintrittstemperatur in den Kondensator. Abbildung 6-11 zeigt die Kälteleistung und Betriebszeit der Strahlverdichter. Anhand der beiden Abbildungen ist zu erkennen, dass die „Freie Kühlung“ zwischen 10:45 und 15:00 Uhr aktiv war. Die Temperaturdifferenz zwischen der Austrittstemperatur aus dem Verdampfer und der Eintrittstemperatur in den Kondensator war zunächst mit ca. 14 K recht groß, da der Kondensator vorgekühlt wurde, und hat sich dann während des laufenden Betriebs rasch auf etwa 1 K reduziert. Analog zur Temperaturdifferenz ist auch das Druckgefälle zwischen Verdampfer und Kondensator abgesunken. Dies spiegelt sich in der

© Fraunhofer UMSICHT

Kälteleistung wieder, welche zunächst auf etwa 70 kW und dann auf 40 kW abfiel. Um ca. 15:00 Uhr wurden dann die Strahlverdichter zugeschaltet.

Abbildung 6-10: Außen- und Feuchtkugeltemperatur sowie Austrittstemperatur Verdampfer und Eintrittstemperatur Kondensator am 09.07.2015

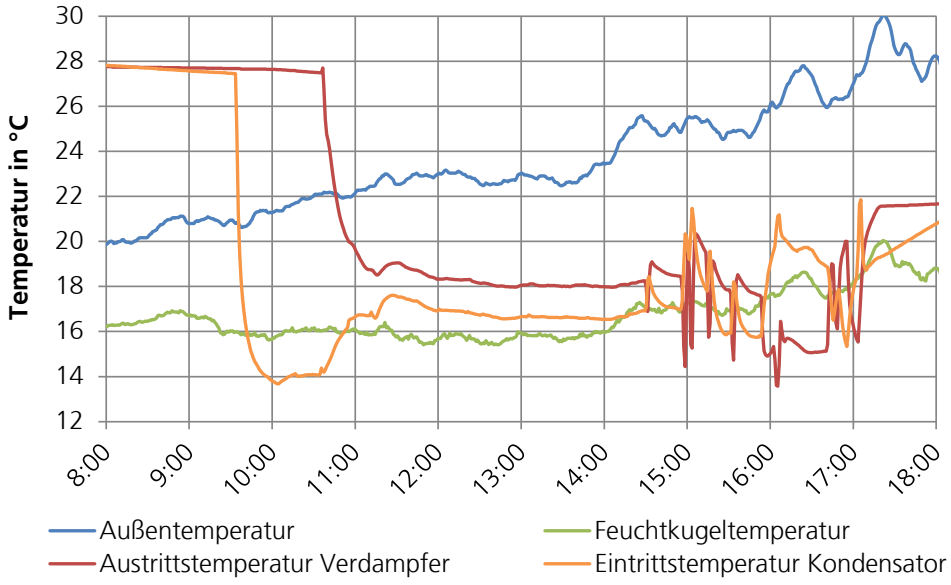
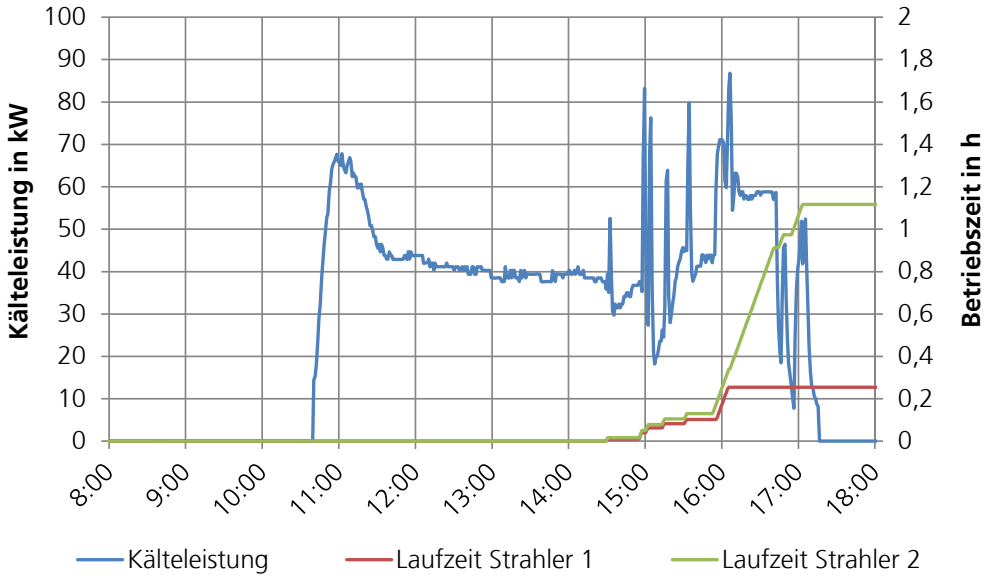


Abbildung 6-11: Kälteleistung und Betriebszeit der Strahlverdichter am 09.07.2015



6.2 Latentwärmespeicher

Zur Bestimmung der Be- und Entladeleistung von Speichermodul 1, 2 und 3 (SM123) und von Speichermodul 4 und 5 (SM45) wurden die Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Volumenstrom über SM123 und SM45 separat messtechnisch erfasst. Die Temperaturmessung erfolgte über Widerstandsthermoelemente. Für die Messung des Volumenstromes sind zwei Turbinenradzähler mit einem Messbereich von 1,2 – 12 m³/h vor jedem SM verbaut. Die Genauigkeit der Turbinen liegt bei ± 0,3 %, die Reproduzierbarkeit bei ± 0,05 %. Der Durchfluss wird auf der Eintrittsseite des SMs gemessen.

© Fraunhofer UMSICHT

Bespielhaft werden hier die Ergebnisse vom 15.07.2015 vorgestellt. In Abbildung 6-12 sind der Verlauf der Solarstrahlung, der Verlauf der Kollektorfeldtemperatur, der Ausgangstemperatur des Wärmespeichers sowie die Betriebszeit der Pumpen von 07:00 bis 21:00 Uhr dargestellt. In Abbildung 6-12 ist zu erkennen, dass die Solareinstrahlung vormittags des 15.07.2015 durch die Wolkendurchgänge immer wieder unterbrochen wurde. Die Pumpen P3 und P14 gingen um 09:27 Uhr gleichzeitig an. Die Temperaturen am Austritt aus dem Kollektorfeld erreichten bis zu 200 °C (lilafarbener Graph).

Abbildung 6-12: Solarstrahlung, Temperaturen und Volumenstrom am 15.07.2015

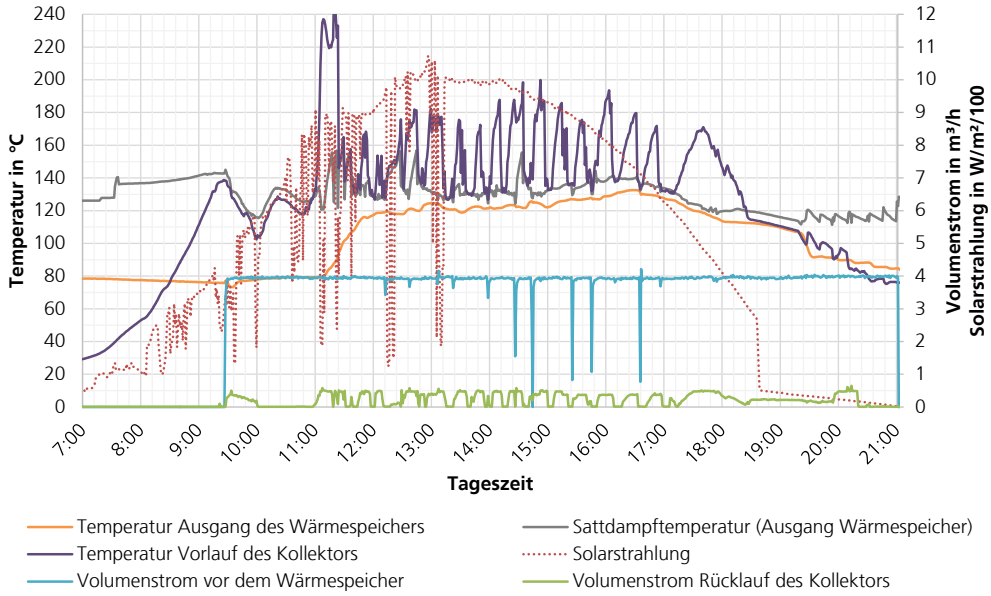


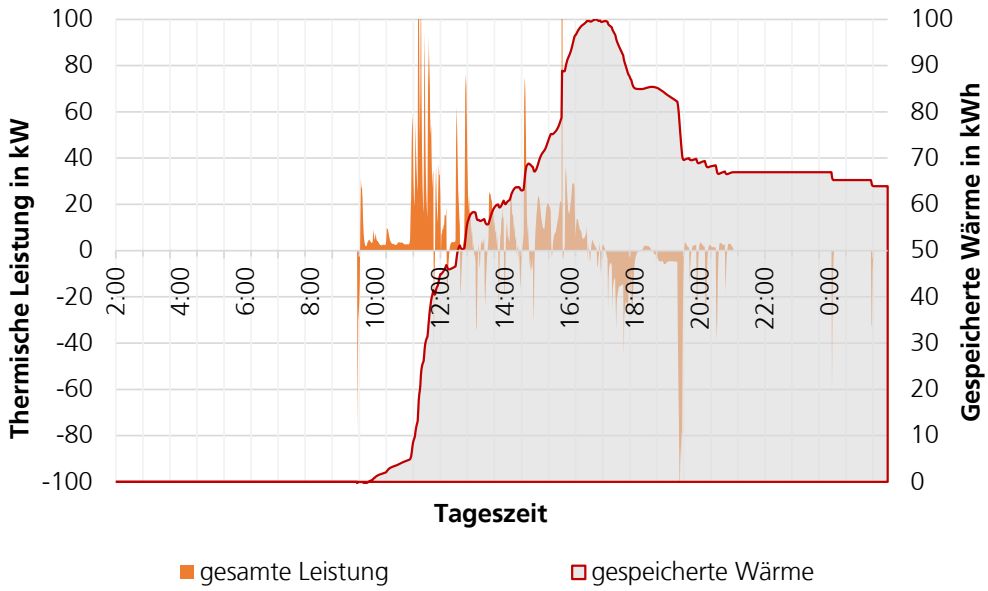
Abbildung 6-13 zeigt eine Übersicht über die gesamte Leistung der Wärmespeicher und die gesamte gespeicherte Wärmemenge (sensible- und latente Wärme). Die Pumpe 3 schaltete sich um 09:27 ein und um 21:00 aus. In dieser Zeit wurde ein konstanter Volumenstrom von jeweils 4 m³/h vor dem SM123 und SM45 gemessen.

Positive Leistungen stellen in der Grafik die Wärmeenergieaufnahme des Speichers dar. Bei negativen Leistungen wird dem Speicher Wärmeenergie entzogen.

Die mittlere Beladeleistung zwischen 11:05 – 11:47 Uhr betrug 51 kW. Bis 17:00 Uhr wurde der LWS abhängig von der Solarstrahlung und der DSKM be- und entladen. Von 17:06 – 17:57 Uhr wurde der LWS mit einer mittleren Entladeleistung von 16,5 kW entladen. Die Solarstrahlung betrug zu diesem Zeitpunkt ca. 600 W/m2 und es war der zweite Strahler der DSKM in Betrieb. Zwischen 18:33 und 19:30 Uhr betrug die mittlere Entladeleistung 16 kW. In dieser Zeit sank die mittlere Temperatur im LWS von 120 auf 90 °C. Dabei gibt der LWS eine Wärmeenergie von 16 kWh ab.

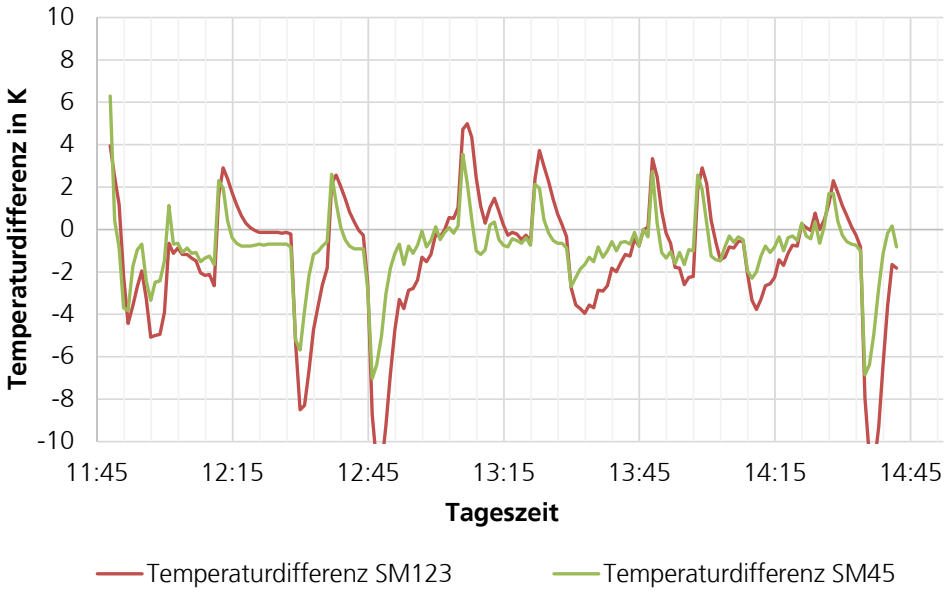
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-13: Ein- und Ausspeiseleistung und gespeicherte bzw. abgegebene Wärmemenge am 15.07.2015



Um das Be- und Entladen der Speichereinheit SE1, bestehend aus den Modulen 1, 2 und 3, und der Speichereinheiten SE2, bestehend aus den Modulen 4 und 5, besser bewerten zu können, werden die beiden Speichereinheiten hier separat untersucht. In den kommenden Abbildungen wird nur der latente Bereich der Wärmespeicherung berücksichtigt. Abbildung 6-14 zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Eingangs- und Ausgangstemperaturen der SM123 uns SM45, während die Temperatur im Speichermaterial zwischen 125 – 135 °C liegt.

Abbildung 6-14: Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausgang im Vergleich zu SM123 und SM45 am 15.07.2015

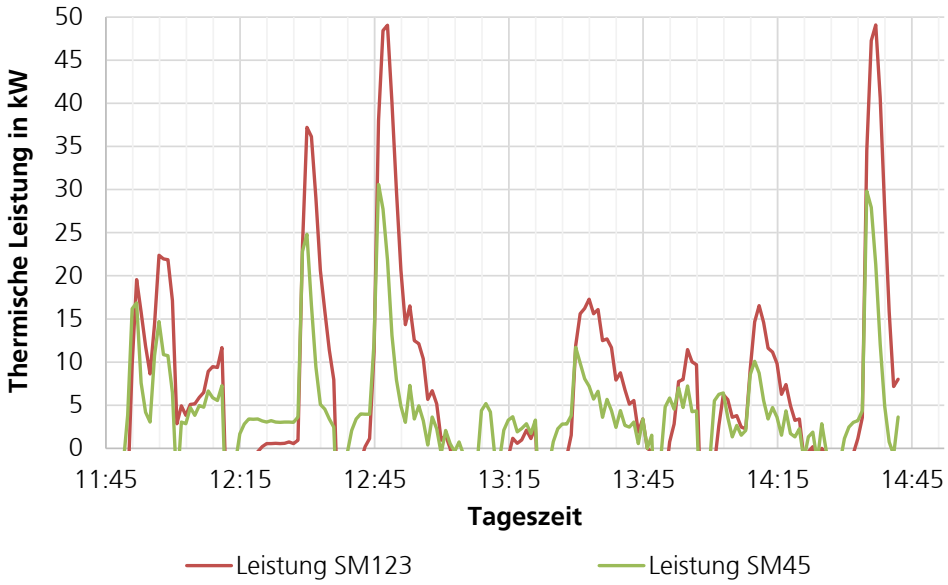


In Abbildung 6-15 ist eine Gegenüberstellung der Beladeleistung von SM123 und SM45 zwischen 11:43 und 14:45 Uhr dargestellt. Während der Beladung findet teilweise auch Entladung statt. Wenn diese nicht berücksichtig wird, beträgt die mittlere Beladeleistung in dem latenten Bereich für SM123 ca. 11,5 kW und für SM45 ca. 5,8 kW. Anhand von Abbildung 6-14 und Abbil-

© Fraunhofer UMSICHT

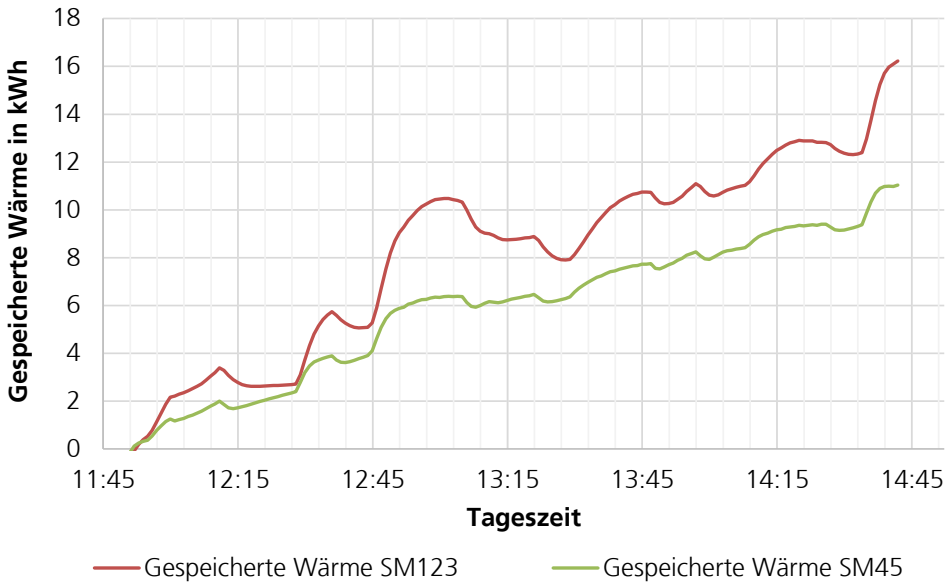
dung 6-15 zu erkennen, dass die Temperaturdifferenz und Leistung schwanken. Diese Schwankungen sind durch die sich ständig ändernde Be- und Entladetemperaturen zu erklären.

Abbildung 6-15: Vergleich der Beladeleistung zwischen SM123 und SM45



In Abbildung 6-16 ist die gespeicherte Wärmemenge von SM123 und SM45 im Zeitraum zwischen 11:45 und 14:43 Uhr zu sehen. Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass im SM123 ca. 16 kWh und im SM45 ca. 11 kWh gespeichert wurden. Beim Vergleich der beiden Wärmespeicher fällt auf, dass in SM123 mehr Wärme gespeichert wird als im SM45, was an der unterschiedlichen Größe der LWS und dem gleichen Wasser-Volumenstrom durch beide LWS liegt.

Abbildung 6-16: Vergleich der gespeicherten Wärme zwischen SM123 und SM45



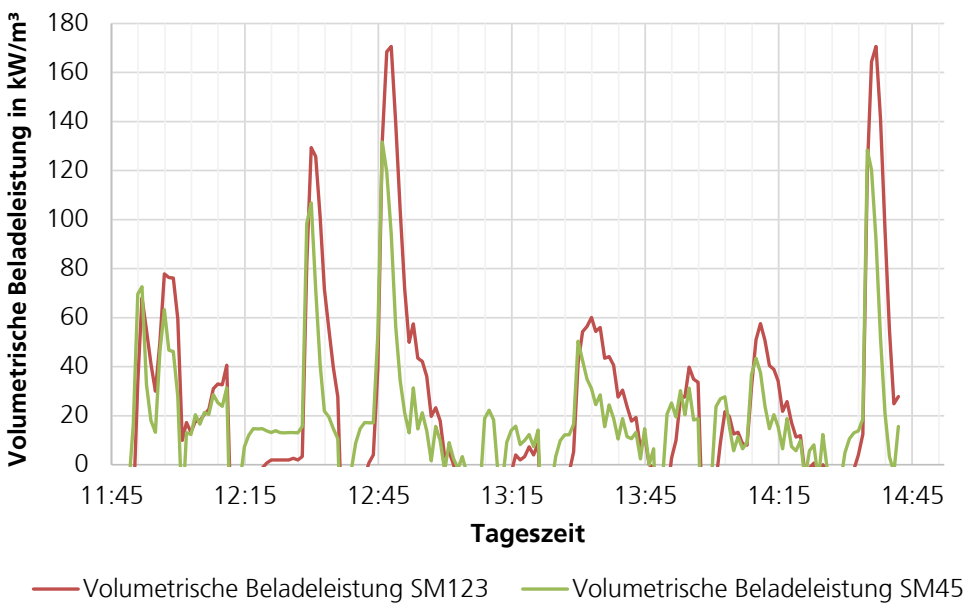
Zur Bewertung der Beladeleistung und für den Vergleich der beiden Speichermodule wird eine auf das Speichervolumen bezogene Speicherdichte q_v eingeführt:

© Fraunhofer UMSICHT

$$q_v = \frac{\dot{Q}_{SM}}{V_{SM}} \qquad \text{Gl. 6-2}$$

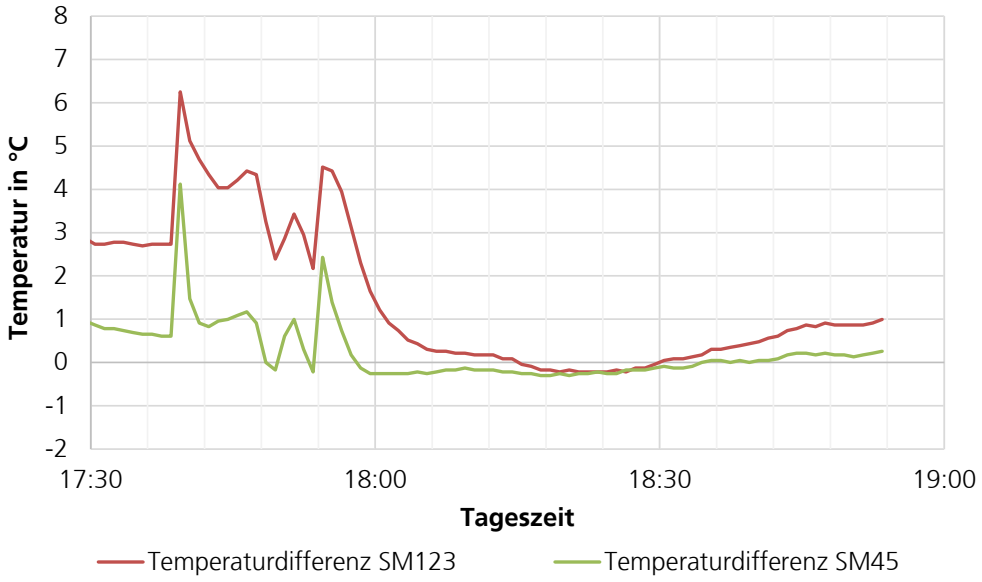
Der Verlauf dieser volumetrischen Beladeleistung ist in Abbildung 6-17 dargestellt.

Abbildung 6-17: Vergleich des Verlaufs der volumetrischen Beladeleistung



Im Folgenden wird die Entladung des LWSP betrachtet. Abbildung 6-18 zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Eingangs- und Ausgangstemperaturen der SM123 und SM45, während die Temperatur im Speichermaterial zwischen 115 – 125 °C liegt. Der Volumenstrom beim Entladen beträgt, wie beim Beladen, 4 m³/h.

Abbildung 6-18: Temperaturdifferenz beim Entladen

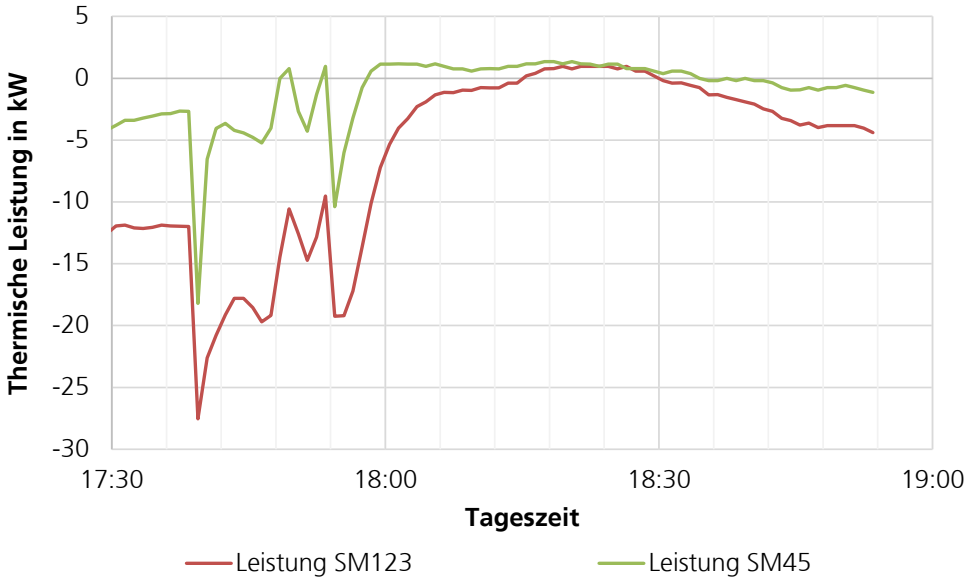


In Abbildung 6-19 ist der Vergleich der Entladeleistung von SM123 und SM45 dargestellt. Um 17:30 Uhr beträgt die Solarstrahlung ca. 450 W/m². Um

© Fraunhofer UMSICHT

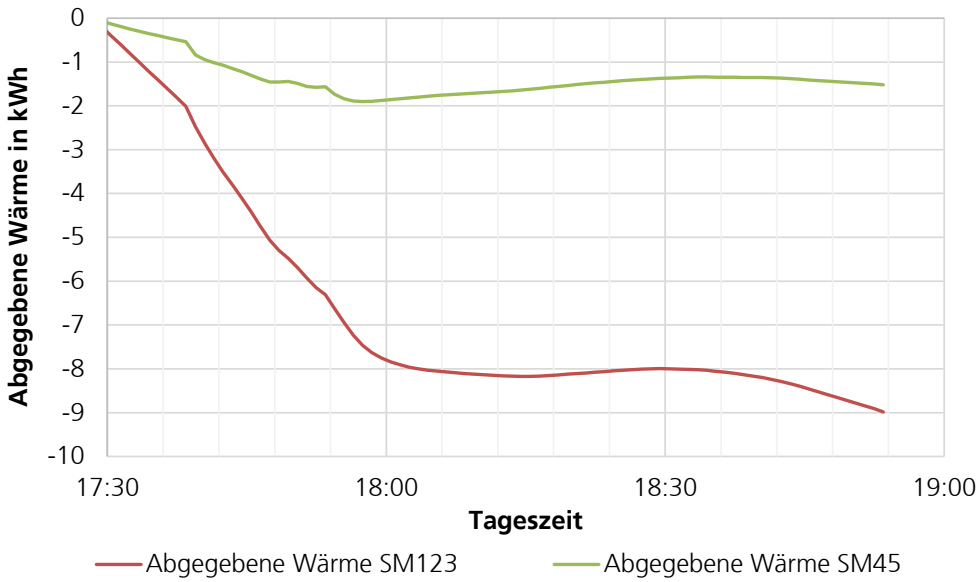
17:40 Uhr gibt SM123 bis zu 27 kW Wärme ab. Die mittlere Entladeleistung von 17:30 – 18:53 Uhr beträgt für SM123 ca. 8 kW und für SM45 ca. 3 kW.

Abbildung 6-19: Vergleich der Entladeleistung zwischen SM123 und SM45



In Abbildung 6-20 ist zu erkennen, dass SM123 ca. 8 kWh und SM45 ca. 2 kWh Wärme abgegeben haben.

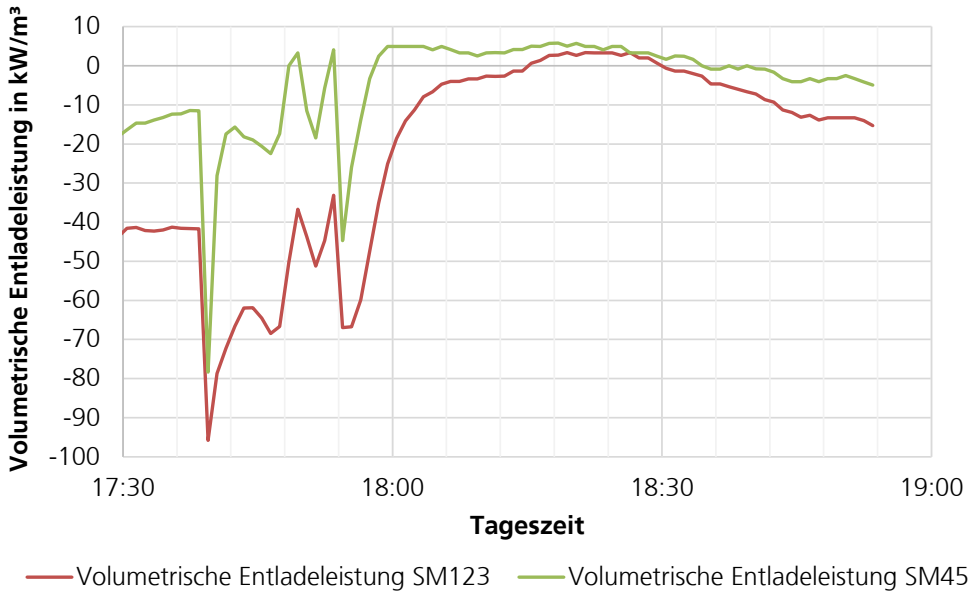
Abbildung 6-20: Vergleich der abgegebenen Wärme zwischen SM123 und SM45



Der Verlauf der volumetrischen Entladeleistung ist in Abbildung 6-21 dargestellt. Obwohl bei dem Vergleich der volumetrischen Beladeleistung (Abbildung 6-17) keine deutlichen Unterschiede zwischen SM123 und SM45 zu sehen sind, zeigt sich beim Entladen ein anderes Ergebnis. Wenn die Zeit nicht berücksichtigt wird, in der die Beladung stattfindet, beträgt die mittlere volumetrische Entladeleistung bei SM123 27 kW/m³ und bei SM45 11 kW/m³.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-21: Vergleich des Verlaufs der volumetrischen Entladeleistung



Betriebscharakteristik

Die Bewertung des LWS ist aufgrund der unterschiedlichen Wetterbedingungen nicht einfach vorzunehmen, da sich die Be- und Entladetemperaturen durch die Solarstrahlung ständig ändern und dadurch die Be- und Entladezyklen nicht vollständig erfolgen können. Das zeigt sich in den Diagrammen (siehe Abbildung 6-15 und Abbildung 6-19) durch den abrupten Anstieg bzw. Abfall der Leistungslinien. Aufgrund der wechselnden Betriebsbedingungen hinsichtlich Angebot (Solarstrahlung) und Nachfrage (DSKM), gibt es im Speichermaterial immer Bereiche, die nicht vollständig erstarrt oder geschmolzen sind.

Im vorgestellten Auswertungszeitraum wurden dem Speicher ca. 27 kWh Wärme zugeführt, während gleichzeitig entsprechend der Messdaten nur ca. 10 kWh Wärme aus dem Speicher entnommen wurden. Es ist davon auszugehen, dass die Ursache hierfür an einer fehlerbehafteten Temperaturerfassung am Eingang und am Ausgang des LWS liegt. Betroffen sind davon die Temperatursensoren TIR-W-7-1, TIR-W-7-2, TIRC-W-8-6 und TIRC-W-8-7. Hierbei handelt es sich um PT-100 Temperatursensoren der Klasse B. Die Abweichung der Temperatursensoren wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta T_{Messfehler} = \pm(0{,}3 + 0{,}005T) \qquad \text{Gl. 6-3}$$

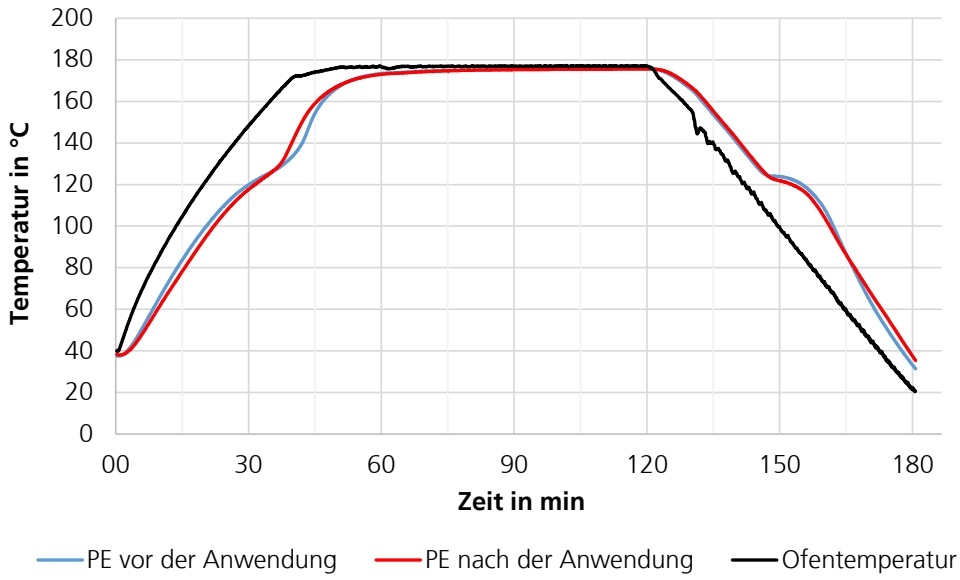
Bei einer Beladetemperatur von 120 °C liegt demnach der Messfehler von einem Temperatursensor bei ±0,9 K. Die Be- und Entladeleistung wird über die Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Ausgang des LWS berechnet. Die Enthalpiedifferenz hängt jedoch von der Temperaturdifferenz ab. Der Messfehler der Temperaturdifferenz zwischen Eingang und Ausgang des LWS kann maximal 2ΔTMessfehler = ±1,8 K betragen. Die Auswertung zeigt, dass sich Messabweichungen von bis zu 1,8 K besonders auf das langsame Entladen auswirken können. Die Ursache liegt in der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausgang (Abbildung 6-14), die teilweise kleiner ist als der Messfehler.

© Fraunhofer UMSICHT

Der Vergleich der volumetrischen Be- und Entladeleistungen von SM123 und SM45 zeigen, dass sie beim Be- und Entladen unterschiedlich sind. Aufgrund der geometrischen Auslegung werden die Wärmespeicher wärmetechnisch unterschiedlich ausgenutzt.

Eine hohe Zyklenzahl / Zyklenfestigkeit bzw. Lebensdauer ist entscheidend für den wirtschaftlichen Betrieb von LWSP. Abbildung 6-22 zeigt die zeitlichen Temperaturverläufe in den Speichermaterialien vor- und nach der Anwendung im Latentwärmespeicher. Die schwarze Kurve kennzeichnet die Ofentemperatur; die hellblaue Kurve die Temperatur vor der Anwendung im Wärmespeicher. Die rote Kurve zeigt die Ergebnisse nach der zweijährigen Anwendung, d.h. nach ca. 100 Zyklen. Die 100 Zyklen beziehen sich auf die 100 Tage, an denen der Speicher mindestens 130 °C erreicht hat. Anhand der Temperaturverläufe ist zu erkennen, dass sich die Eigenschaften des eingesetzten PE nach der Anwendung im Wärmespeicher nicht verändert haben. Die Schmelz- bzw. Erstarrungsbereiche sind nach der Anwendung zu erkennen.

Abbildung 6-22: Ergebnisse der Temperaturverläufe vor und nach der Anwendung



6.3 Latentkältespeicher

Bei der Inbetriebnahme und dem Versuchsbetrieb des LKSP sind hydraulische Probleme im Speicherkreis aufgetreten. Aufgrund von Schaumbildung im Speicher konnte die Pumpe P15 zeitweise nicht fördern. Die Befüllung des Speichers erfolgte im August 2013. Die Probleme sind erstmals im Sommer 2015 nach der Winterpause aufgetreten. Daraufhin wurde die Strömungsrichtung der Pumpe geändert, sodass die Pumpe aus dem unteren Bereich des Speichers fördert. Allerdings musste die Pumpe nach dieser Maßnahme in regelmäßigen Abständen entlüftet werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Pumpe nun über den Wärmeübertrager ansaugt und dieser nur unzureichend entlüftet werden kann. Es wurde der Versuch unternommen den Wärmeübertrager zu „spülen“, jedoch ohne Erfolg, sodass die Pumpe weiterhin regelmäßig entlüftet werden muss.

© Fraunhofer UMSICHT

Im Folgenden wird die Betriebscharakteristik des LKSP beispielhaft für den 12.06.2015 ausgewertet. In Abbildung 3-29 (siehe S. 58) ist die hydraulische Verschaltung des LKSP dargestellt, allerdings noch mit ursprünglicher Flussrichtung der Pumpe P15.

Abbildung 6-23 zeigt die Betriebszeit der DSKM sowie die Ein- und Ausspeiseleistung des LKSP für den 12.06.2015. Es ist zu erkennen, dass die DSKM zwischen ca. 11:10 und 13:30 Uhr, mit Ausnahme mehrerer kurzer Unterbrechungen, durchgehend aktiv war. Der LKSP wurde von etwa 11:40 bis 13:30 Uhr beladen. Dabei schwankte die Beladeleistung zwischen 10 und 30 kW. Dem Speicher wurden insgesamt ca. 34 kWh Wärme entzogen. Bei dieser Versuchsfahrt war der LKSP der einzige Kälteabnehmer im System. Um 13:30 Uhr musste die DSKM abgeschaltet werden, da aufgrund von starker Bewölkung nicht mehr genügend Antriebswärme zur Verfügung stand. Zwischen etwa 14:15 und 14:45 Uhr wurde der Kältespeicher entladen.

Abbildung 6-23: Betrieb der DSKM und des Latentkältespeichers am 12.06.2015

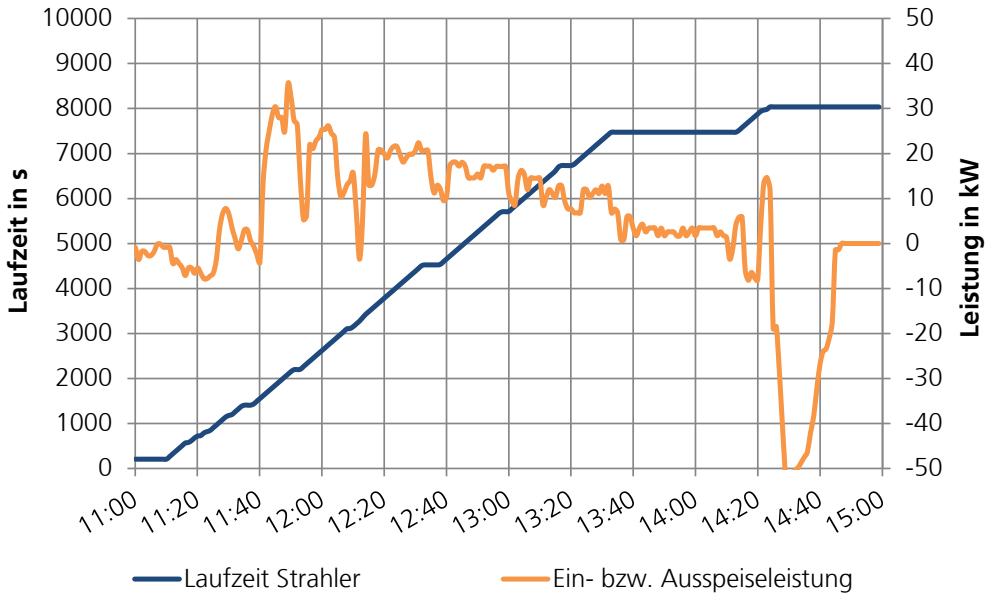
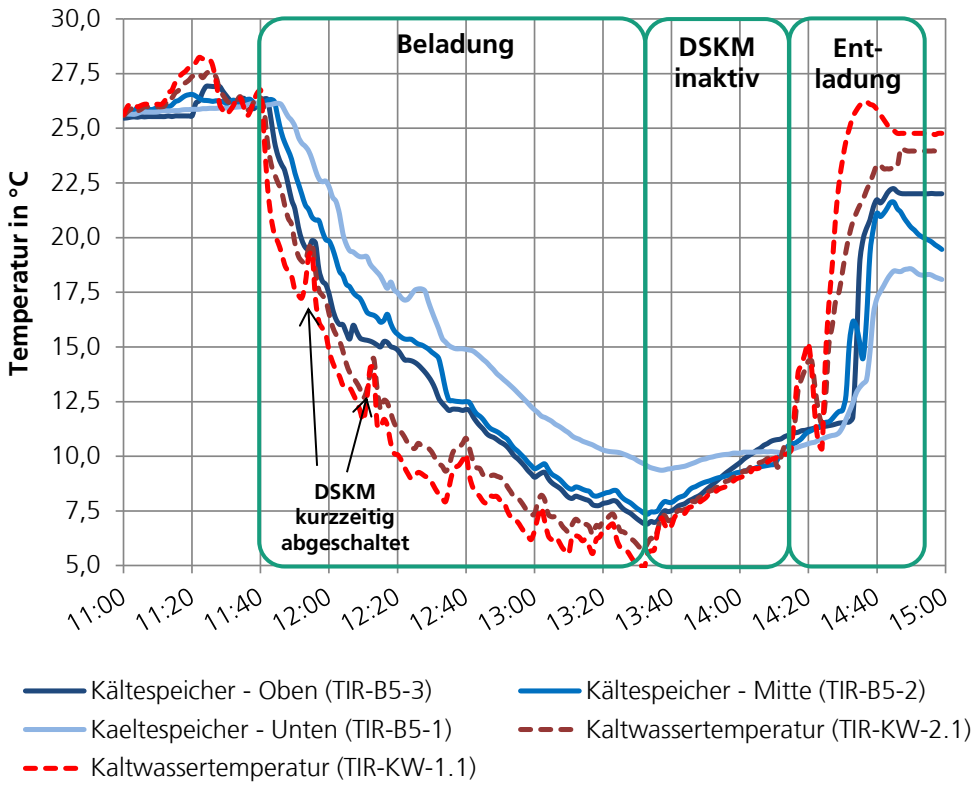


Abbildung 6-24 zeigt die an den verschiedenen Messstellen im Speicher gemessene Temperatur sowie die kaltwasserseitigen Temperaturen.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 6-24: Betriebstemperaturen des Latent-kältespeichers und der Kaltwassertrasse am 12.06.2015



Am Morgen betrugen die Speichertemperatur und die Temperatur in der Kaltwassertrasse etwa 26 °C. Zu Beginn der Beladung des LKSP fiel die Temperatur an allen drei Messstellen im Speicher rasch ab. Es ist nur eine kurze Verzögerung zwischen den einzelnen Messstellen zu erkennen. Daraus kann gefolgert werden, dass der Speicher im Betrieb gut durchmischt wird (zumindest in dem der Einlassöffnung gegenüberliegenden Bereich, wo die Sensoren installiert sind) und sich keine nennenswerte Temperaturschichtung einstellt. Bei einer guten Schichtung im Speicher wäre zu erwarten, dass eine Temperaturfront sich durch den Speicher bewegt.

Während der Beladung fällt die Temperatur im Speicher kontinuierlich ab. Um etwa 12:10 Uhr nimmt der Gradient des Temperaturverlaufs im Speicher jedoch sichtlich ab. Eine Erklärung hierfür kann der Beginn des Phasenwechsels sein. Entsprechend der DSC-Messung aus Abbildung 3-23 (siehe S. 44) beginnt der Phasenwechsel bei einer Temperatur des PCS von ca. 13 °C. Zwar liegt die gemessene Speichertemperatur noch deutlich oberhalb von 13 °C, jedoch hat die Kaltwassertrasse diese Temperatur bereits erreicht. Als weiterer Grund für die Abnahme des Gradienten kann die allmählich abfallende Kälteleistung der DSKM angeführt werden (siehe Abbildung 6-23). Das Abfallen der Kälteleistung der DSKM kann wiederum auf die sinkende Kaltwassertemperatur zurückgeführt werden.

Um 13:30 Uhr, zum Zeitpunkt als die DSKM abgeschaltet wurde, ist die Temperatur im oberen und im mittleren Bereich des LKSP auf ca. 7 °C gesunken. Im unteren Bereich des Speichers war die Temperatur mit ca. 9,5 °C noch deutlich höher. Der Speicher war demnach noch nicht voll beladen. Von etwa 13:30 – 14:15 Uhr war die DSKM außer Betrieb. Die Pumpen P5, P17 und P15 blieben

© Fraunhofer UMSICHT

jedoch eingeschaltet, sodass der Verdampfer der DSKM, die Kaltwassertrasse und der Kältespeicher weiter durchströmt wurden. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur in der Kaltwassertrasse und im LKSP leicht ansteigt. Der Temperaturanstieg in der Trasse ist auf den Wärmeeintrag durch die Umgebung und durch die Abwärme der Pumpen zurückzuführen, wohingegen der Temperaturanstieg im LKSP vermutlich maßgeblich auf die Durchmischung des PCS im Speicher beruht, da die Temperaturverteilung im Speicher, bedingt durch Strömungs-Totzonen, unterschiedlich sein kann. Ab 14:15 Uhr wurde der Speicher entladen. Die Temperaturdifferenz zwischen Trasse und LKSP ist bei der Entladung deutlich größer als bei der Beladung des Speichers, sodass die Entladung des Speichers deutlich schneller verläuft. Der Grund für die hohe Temperatur der Kaltwassertrasse ist, dass die Einspeisung ins Hochschulnetzwerk manuell zugeschaltet wurde.

Die dem Speicher zugeführte Kälte wird in der Demonstrationsanlage nur indirekt über Messtechnik in der Kaltwassertrasse bilanziert, im LKSP ist kein Ladesensor installiert. Ladensensoren für Speicher auf Basis von Paraffin-Wasser-Dispersionen sind derzeit noch Gegenstand von Entwicklungsarbeiten. Prinzipiell sind verschiedene Methoden zur Ladezustandsbestimmung eines Latentwärmespeichers möglich. Es können physikalische Stoffkennwerte des Paraffins genutzt werden, die während des Phasenwechsels eine signifikant messbare Änderung aufweisen. Hierzu zählen beispielsweise die Dielektrizitätskonstante, die Ultraschallgeschwindigkeit und die Ultraschalldämpfung sowie die Strahlungstransmission und die Volumenveränderung.

Bei der temperaturbasierten Bestimmung des Ladezustands wird ausgenutzt, dass Paraffine keine scharfe Schmelztemperatur aufweisen, sondern auch im Bereich des Phasenwechsels ein Temperaturanstieg zu verzeichnen ist. Durch eine genaue Überwachung der Temperatur im Speicher kann über den Zusammenhang von Temperatur und spezifischer Wärmekapazität der Ladezustand ermittelt werden. Dabei ist zu beachten, dass im Phasenwechselbereich die Hysterese berücksichtigt werden muss. Bedingt durch die Hysterese können bei gleicher Temperatur verschiedene Ladegrade vorliegen. Theoretisch ist die Bestimmung des Ladegrads über die Temperatur möglich, wenn bekannt ist, ob be- oder entladen wird. In diesem Fall ist eine eindeutige Zuordnung des Ladegrads in Abhängigkeit der Temperatur möglich. Dabei sind allerdings mehrere Aspekte zu berücksichtigen. Durch Mischungsvorgänge im Speicher kann es vorkommen, dass der Speicher grundsätzlich beladen wird und Paraffintröpfchen im Wärmetauscher den Aggregatzustand von flüssig zu fest wechseln, diese jedoch beim Eintreten in den Speicher durch Kontakt zur umliegenden, wärmeren Flüssigkeit wieder aufschmelzen. Aus diesem Grund ist es bei der realen Anwendung nicht möglich, eindeutig festzustellen, ob das PCM-Material schmilzt oder gefriert, da lokale Unterschiede auftreten. Ein weiterer Aspekt ist, dass bei Paraffinen in Abhängigkeit ihres Aufbaus bzw. der Kettenlänge der Atome Unterschiede im Schmelzverhalten bestehen. Tendenziell steigt mit zunehmender Kettenlänge auch der Phasenwechselbereich. Bei Parafol 20Z erstreckt sich der Phasenwechsel beispielsweise über mehrere Kelvin; bei Parafol 16-97 findet der Phasenwechsel hingegen in einem Temperaturintervall von ca. einem Kelvin statt. Je schmaler der Temperaturbereich des Phasenwechsels ist, desto aufwändiger wird es, den Ladezustand über die Temperatur zu ermitteln. Weiterhin muss beachtet werden, dass lokale Unterschiede in der Temperatur-

© Fraunhofer UMSICHT

verteilung und somit im Phasenzustand vorliegen können. Demnach wäre es erforderlich die Temperatur im gesamten Speicher sehr genau zu erfassen, da ansonsten große Fehler bei der Ladezustandsbestimmung auftreten können. Dies ist in technischen Anwendungen nur mit sehr großem Aufwand zu realisieren. In der Regel wird die Temperatur in Speicherbehältern nur punktuell erfasst.

Da kein Ladesensor im Speicherkreis verbaut ist und die temperaturbasierte Bestimmung des Ladezustands komplex und unter Umständen stark fehlerbehaftet ist, wird für den LKSP in der Demonstrationsanlage der Ladezustand nicht erfasst. Damit wird auch nicht ermittelt, welcher Anteil der zugeführten Energie als sensible und welcher Anteil als latente Wärme gespeichert wird. Aus diesem Grund findet nachfolgend eine Gegenüberstellung der Messdaten des LKSP mit theoretisch berechneten Werten für einen ideal durchmischten LKSP statt, um die Leistungsfähigkeit des Speichers bewerten zu können. Es wird die Temperaturänderung im Speicher entsprechend der zugeführten bzw. entnommenen Leistung berechnet. Die Berechnung wird für den Lastgang des LKSP am 12.06.2015 im Zeitraum zwischen 11:00 und 13:40 Uhr durchgeführt, dabei wird zwischen dem sensiblen und dem latenten Bereich differenziert. Die Berechnungsgrundlagen sind dem Anhang (Kapitel 12.1, siehe S. 178) zu entnehmen. Es wird bei der Berechnung auf die thermischen Eigenschaften, welche mit Hilfe der DSC-Messung bestimmt wurden, zurückgegriffen. Hierzu zählen die spezifische Phasenwechsel-Enthalpie und der Phasenwechselbereich. Des Weiteren gehen in die Berechnung die Dichte des PCS sowie dessen spezifische Wärmekapazität ein. Für den LKSP gelten folgende Randbedingungen:

- Speichervolumen: 1,3 m³
- Dichte des PCS: 950 kg/m³
- Paraffinanteil: 30 %
- Spezifische Phasenwechsel-Enthalpie PCS: 55 kJ/kg
- Spez. Wärmekapazität des Paraffins: 2 kJ/(kg·K)
- Spez. Wärmekapazität des PCS: 3,5 kJ/(kg·K)
- Schmelzbereich: 6 – 13 °C

Ferner erfolgt ein Vergleich mit einem herkömmlichen Kaltwasserspeicher. Der Temperaturverlauf des Kaltwasserspeichers wird dabei nach Gl. 6-4 ermittelt.

$$T_{Sp} = \frac{-\dot{Q}_{WT4} \cdot 3600 s/h}{\delta_W \cdot V_{Sp} \cdot c_{p,W}} + T_{Sp,n-1} \qquad \text{Gl. 6-4}$$

mit: $\dot{Q}_{WT4}$ — über WT4 zugeführte Leistung [kW]

δ_W — Dichte von Wasser [kg/m³]

© Fraunhofer UMSICHT

V_{Sp} — Speichervolumen [m³]

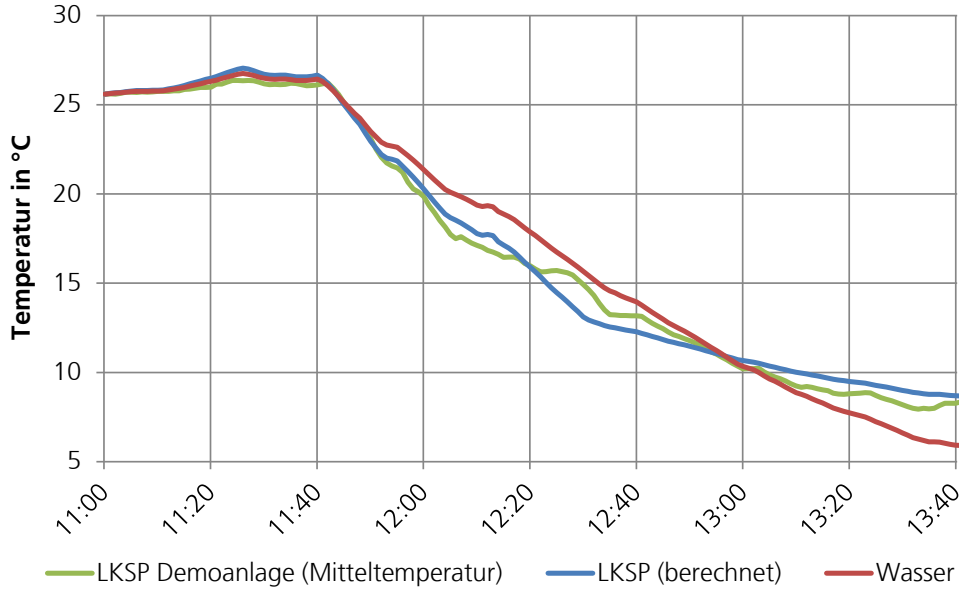
$c_{p,W}$ — Spez. Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg·K)]

$T_{Sp,n-1}$ — Speichertemperatur im Zeitschritt $n-1$ [°C]

Die Ergebnisse des Vergleichs sind Abbildung 6-25 zu entnehmen. Der grünfarbige Graph zeigt die aus den Messdaten bestimmte Mitteltemperatur des LKSP der Demonstrationsanlage, der blaufarbige Graph die berechneten Werte des LKSP und der rotfarbige Graph die berechneten Werte des Kaltwasserspeichers.

Es ist zu erkennen, dass die berechneten Werte des LKSP die Messwerte gut widerspiegeln. Daraus kann gefolgert werden, dass der LKSP die anvisierte Speicherkapazität von 25 kWh etwa erreicht. Ferner ist anhand der drei Graphen zu erkennen, dass die Temperatur des PCS-Speichers zunächst stärker abnimmt als beim Wasserspeicher. Dies ist auf die geringere spezifische Wärmekapazität des PCS gegenüber dem Wasser im sensiblen Bereich zurückzuführen. Bei Beginn des Phasenwechsels flacht dann der Temperaturverlauf im LKSP, bedingt durch die Schmelzenthalpie des Paraffins, deutlich ab. Sobald der Phasenwechsel abgeschlossen ist, würde die Temperatur wieder schneller sinken als beim Wasserspeicher. Es kann also gefolgert werden, dass LKSP vor allem dann Vorteile bieten, wenn nur ein kleines Temperaturfenster für die Energiespeicherung vorhanden ist. Dies ist in Kaltwassernetzen und beispielsweise in Wärmeversorgungssystemen mit Wärmepumpen der Fall, sodass sich diese Anwendungen für den Einsatz von Latentwärmespeichern basierend auf Paraffin-Wasser-Dispersionen gut eignen. Je größer das für die Energiespeicherung nutzbare Temperaturfenster, umso geringer wird der Vorteil von LKSP. In dem hier vorgestellten Beispiel betrug die Speichertemperatur zu Beginn der Beladung 26 °C, sodass der Vorteil des LKSP zunächst als recht gering bewertet werden könnte. Allerdings ist für die Bewertung des Speichers die Nutztemperatur der anvisierten Anwendung relevant.

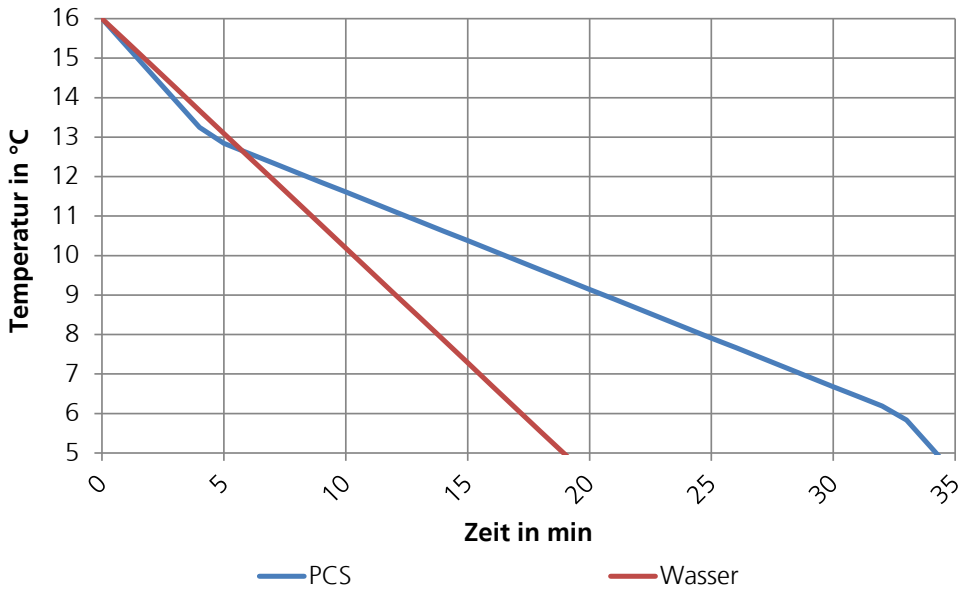
Abbildung 6-25: Vergleich von Messdaten und berechneten Daten



© Fraunhofer UMSICHT

Im nachfolgenden Beispiel wird davon ausgegangen, dass der Nutztemperaturbereich der Anwendung dem Betriebsbereich des LKSP entspricht. Dieser erstreckt sich für Be- und Entladung inklusive der Hysterese von 6 – 16 °C. Als Startpunkt für den Vergleich dient somit eine Temperatur von 16 °C, welche dem Endpunkt des Schmelzvorgangs bei der Entladung des LKSP entspricht. Abbildung 6-26 zeigt den berechneten Temperaturverlauf des LKSP und des herkömmlichen Kaltwasserspeichers bei der Beladung. Die Graphen gelten wiederum für die zuvor definierten Randbedingungen. Beide Speicher werden mit einer konstanten Leistung von 50 kW abgekühlt.

Abbildung 6-26: Vergleich PSC-Speicher mit Wasserspeicher; Ladeleistung 50 kW



Wird nur der latente Bereich zwischen 6 und 13 °C berücksichtigt, ist der LKSP nach etwa 30 Minuten komplett beladen. Die gespeicherte Wärmemenge beträgt für den latenten Bereich etwa 27,3 kWh, wohingegen die Speicherkapazität des Wasserspeichers in diesem Temperaturbereich nur etwa 10,6 kWh beträgt. Somit ist die Speicherkapazität des LKSP um den Faktor 2,6 größer. Wird der gesamte Betriebsbereich zwischen 6 und 16 °C berücksichtigt, ergibt sich eine gespeicherte Wärmemenge von 31,0 kWh für den LKSP und 15,1 kWh für den Kaltwasserspeicher, sodass die Speicherkapazität des LKSP um den Faktor 2,1 größer ist. Dabei wurde die gespeicherte Wärmemenge für den LKSP nach Gl. 6-5 und für den Kaltwasserspeicher nach Gl. 6-6.

$$Q_{LKSP} = x_m \cdot \Delta h_{PCS} + c_{p,PCS} \cdot m_{PCS} \cdot (T_2 - T_1) \qquad \text{Gl. 6-5}$$

mit:

Q_{LKSP}	–	gespeicherte Wärmemenge [kJ]
x_m	–	geschmolzener Massenanteil bei T_2
Δh_{PCS}	–	spezifische Phasenwechsel-Enthalpie [kJ/kg]
$c_{p,PCS}$	–	spezifische Wärmekapazität des PCS [kJ/(kg·K)]

© Fraunhofer UMSICHT

m_{PCS} — Masse an PCS [kg]

T_2 — Endtemperatur [°C]

T_1 — Anfangstemperatur [°C]

$$Q_{KWSP} = c_{p,W} \cdot m_W \cdot (T_2 - T_1) \qquad \text{Gl. 6-6}$$

mit: Q_{KWSP} — gespeicherte Wärmemenge [kJ]

m_W — Masse an Wasser [kg]

Mit Hilfe des entwickelten Speichermediums kann somit bei einem Paraffingehalt von 30 % eine etwa 2,1-fach höhere Speicherdichte gegenüber einem herkömmlichen Kaltwasserspeicher bei gleichem Volumen erzielt werden.

© Fraunhofer UMSICHT

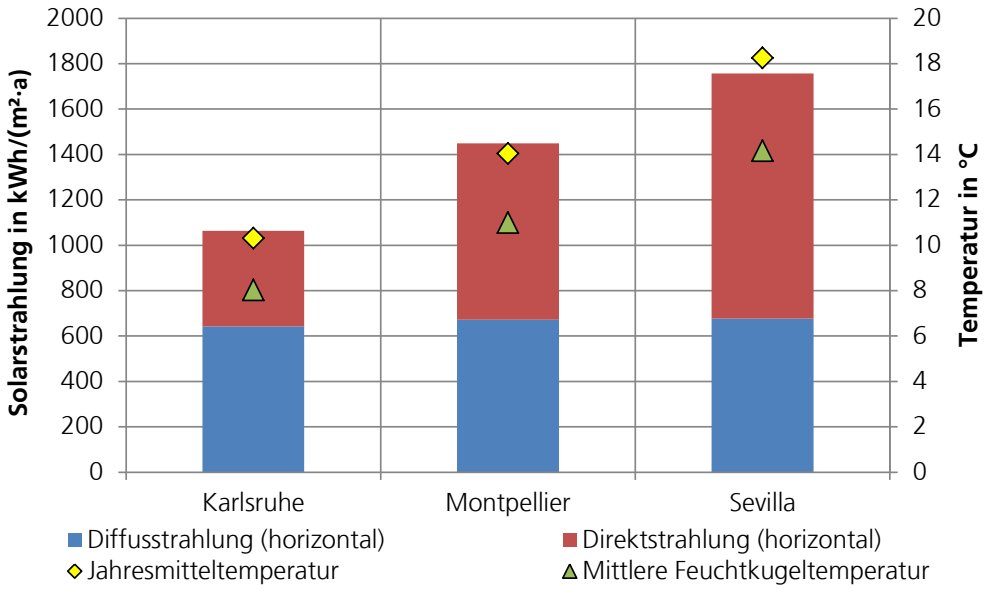
7 Bewertung der Technologien zum solarthermischen Kühlen

7.1 Jahresertragsrechnung

Im Folgenden werden Jahresertragsrechnungen für eine solarthermisch angetriebene DSKM auf der Grundlage von Energiebilanzen für drei verschiedene Standorte, Karlsruhe in Deutschland, Montpellier in Frankreich und Sevilla in Spanien, durchgeführt. Als Backup-System und als Vergleichssystem für das solare Kühlsystem dient eine elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschine (KKM). Anhand der Ergebnisse der Jahresertragsrechnungen wird der Einfluss des Klimas auf die Effizienz des Systems bewertet. Als Bewertungskriterien werden die solare Deckung der Kühllast sowie die Stromeinsparungen gegenüber dem Vergleichssystem herangezogen.

Die Klimadaten der Untersuchungsstandorte sind Abbildung 7-1 zu entnehmen. Es sind die Jahressummen an Diffus- und Direktstrahlung auf die horizontale Fläche sowie die mittlere Lufttemperatur und mittlere Feuchtkugeltemperatur dargestellt. Die Globalstrahlung auf die horizontale Fläche variiert an den Standorten zwischen ca. 1.000 und 1.800 kWh/(m²·a). Die Jahresmitteltemperatur variiert zwischen ca. 10 °C und 18 °C und die Feuchtkugeltemperatur zwischen ca. 8 und 14 °C.

Abbildung 7-1: Klimadaten der Untersuchungsstandorte



Die Jahresertragsrechnungen werden exemplarisch für die Klimatisierung eines mittelgroßen Bürogebäudes angefertigt. Die Gebäudeparameter wurden [Joemann 2015] entnommen. Zunächst wird der Kühllastgang des Bürogebäudes an den verschiedenen Standorten ermittelt. Hierfür wird ein Excel-Tool zur thermischen Gebäudesimulation genutzt, welches bei Fraunhofer UMSICHT entwickelt wurde und bereits zur Kühllastberechnung des Laborgebäudes der HsK genutzt wurde (siehe Kapitel 3.1.2). Eine detaillierte Beschreibung des Modells ist ebenfalls in [Joemann 2015] zu finden.

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 7-2 zeigt den Grundriss des simulierten Bürogebäudes. Das Bürogebäude weist sechs Etagen auf und hat eine Grundfläche von 360 m². Somit ergibt sich eine Gesamtfläche von 2.160 m². Der Wandaufbau basiert auf der VDI 2078 (Tabelle A17, Wandausführung 1b: Mauerwerk mit Außendämmung). Es wird von einer Soll-Raumtemperatur im Kühlbetrieb von 24 °C im gesamten Gebäude ausgegangen. Die Betriebszeit des Gebäudes bzw. des Klimatisierungssystems ist zwischen 07:00 – 20:00 Uhr. Ferner ist eine Kühlgrenztemperatur von 18 °C definiert. Als Versorgungssystem im Gebäude dient eine zentrale RLT-Anlage mit Kühlregister (Konstant-Volumenstrom-Anlage, kurz: KVS-Anlage). Diese realisiert den Mindestluftwechsel im Gebäude und temperiert die Zuluft auf 20 °C bei einer absoluten Feuchte von 8 $g_W/kg_{tr.L}$. Zur Abfuhr der Hauptkühllast dienen Umluftkühler in den Nutzungseinheiten, welche mit Kaltwasser beschickt werden. Weitere Details sind aus [Joemann 2015] zu entnehmen.

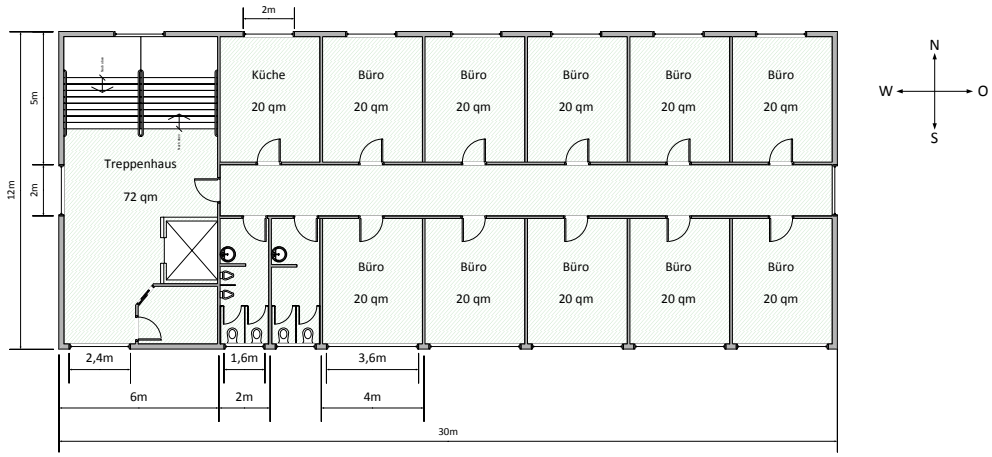
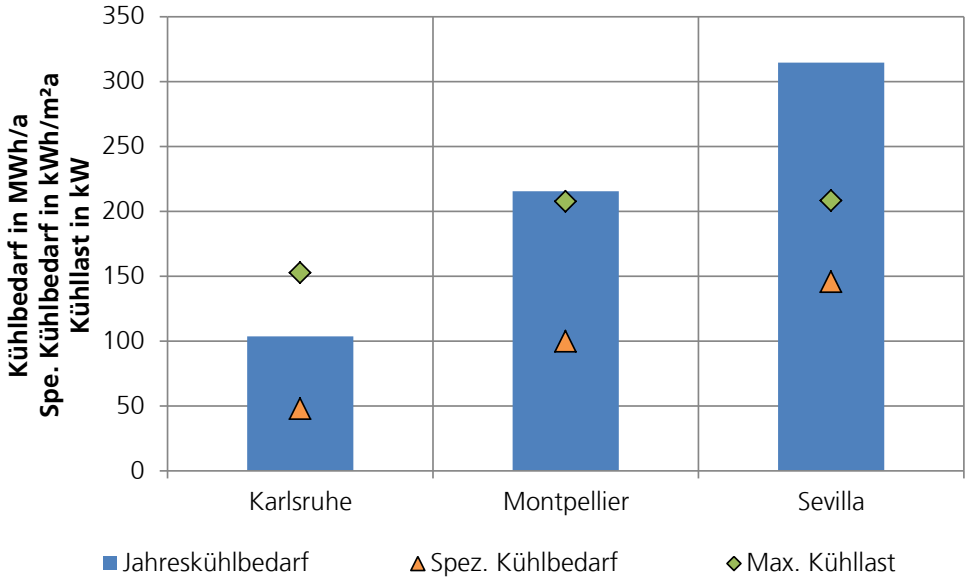


Abbildung 7-2: Grundriss des Bürogebäudes [Joemann 2015]

Die Ergebnisse der Kühllastberechnung sind in Abbildung 7-3 dargestellt. Die Abbildung zeigt den Jahreskühlbedarf, den spezifischen Kühlbedarf bezogen auf den Quadratmeter Gebäudefläche sowie die maximale Kühllast. Der Jahreskühlbedarf variiert zwischen etwa 100 und 300 MWh/a und die maximale Kühllast zwischen 150 und 200 kW. Es ist zu erkennen, dass obwohl der Jahreskühlbedarf an den Standorten Montpellier und Sevilla deutliche Unterschiede aufweist, die maximale Kühllast etwa gleich ist. Der spezifische Kühlbedarf steigt hingegen analog zum Jahreskühlbedarf mit steigender solarer Einstrahlung und steigender Umgebungstemperatur an. Die Werte liegen dabei zwischen ca. 50 kWh/(m²·a) am Standort Karlsruhe und 150 kWh(m²·a) am Standort Sevilla.

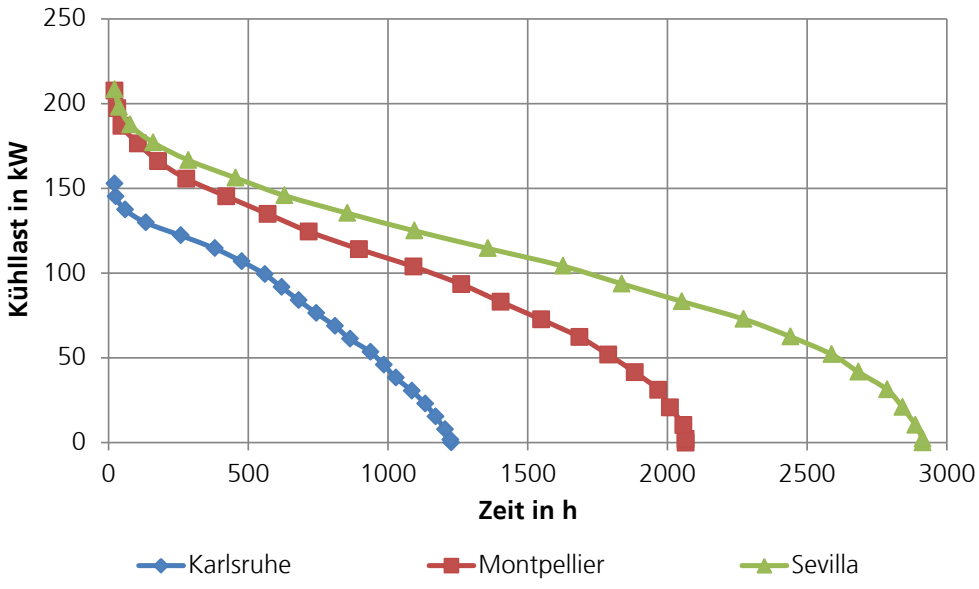
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 7-3: Jahreskühlbedarf, spezifischer Kühlbedarf und maximale Kühllast



In Abbildung 7-4 sind die geordneten Jahresdauerlinien des Kühlbedarfs dargestellt. Es wird deutlich, dass die Verläufe der geordneten Jahresdauerlinien deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Untersuchungsstandorten aufweisen. Ein wesentlicher Aspekt ist, dass die Dauer der Kühlperiode stark variiert. Ferner ist anhand der Abbildung erkennbar, dass die maximale Kühllast nur an wenigen Stunden im Jahr auftritt. Für den Standort Karlsruhe ergeben sich bei einer Auslegung des Klimatisierungssystems auf die maximale Kühllast etwa 680 Volllaststunden, an den Standorten Montpellier und Sevilla sind es 1.040 bzw. 1.510.

Abbildung 7-4: Geordnete Jahresdauerlinien des Kühlbedarfs



Die Kühllastgänge sowie meteorologische Daten aus Meteonorm 4.1 und die verschiedene Auslegungswerte für die Systemkomponenten dienen als Eingangsparameter für die nachfolgende Jahresertragsrechnung. Die Jahreser-

© Fraunhofer UMSICHT

tragsrechnungen basieren auf der Grundlage von Energiebilanzen und wurden mit der Software Excel erstellt.

Es wurden folgende Vereinfachungen und Annahmen getroffen:

- konstante Kollektortemperatur von 130°C
- Strahlungswerte > 200 W/m² berücksichtigt
- konstante Wärmeverluste BG Dampferzeugung von 20 %
- täglicher Wärmebedarf zur Aufheizung der BG Dampferzeugung
    - T_{Start}: 40 °C; T_{End}: 120 °C
    - Volumen BG Dampferzeugung: 3 l/m² Kollektorfläche
- kein Wärme- bzw. Kältespeicher im System
- Betriebscharakteristik der DSKM nach Abbildung 4-1und Abbildung 4-2
- keine Rückkopplung zwischen Solarfeld und DSKM
- keine An- und Abfahrverluste
- Kaltwassertemperatur konstant 6 °C
- Temperaturdifferenz zwischen internem und externem Kühlkreis der DSKM: 3 K
- Kühlgrenztemperatur: 18 °C
  (kein Betrieb der DSKM bei Temperaturen < 18 °C)

Im Folgenden wird der Berechnungsgang kurz erläutert. Zunächst wird die Globalstrahlung auf die geneigte Fläche berechnet. Diese setzt sich aus Direktstrahlung E_{Dir} und Diffusstrahlung E_{Dif} zusammen.

$$E_{Gl} = E_{Dir} + E_{Dif} \qquad \text{Gl. 7-1}$$

mit: E_{Dir} — Intensität der Direktstrahlung [W/m²]

E_{Dif} — Intensität der Diffusstrahlung [W/m²]

Die gerichtete Direktstrahlung wird aus der Direktnormalstrahlung E_{DNI} und dem Einstrahlungswinkel θ_{St} berechnet.

$$E_{Dir} = \cos\theta_{St} \cdot E_{DNI} \qquad \text{Gl. 7-2}$$

mit: θ_{St} — Einstrahlungswinkel [°]

E_{DNI} — Direktnormalstrahlung [W/m²]

Der Einstrahlungswinkel θ_{St} wird nach [Duffie et al. 2013] wie folgt berechnet:

© Fraunhofer UMSICHT

$$\cos\theta_{St} = \cos\theta_z \cdot \cos\beta + \sin\theta_z \cdot \sin\beta \cdot \cos(\gamma_{sol} - \gamma) \qquad \text{Gl. 7-3}$$

mit: β — Neigung der bestrahlten Fläche [°]

γ_{sol} — Solarazimut [°]

γ — Azimut der bestrahlten Fläche [°]

θ_z — Zenitwinkel der Sonne [°]

Dabei ergibt sich der Zenitwinkel der Sonne θ_z aus der Sonnenhöhe h.

$$\cos\theta_z = 90° - h \qquad \text{Gl. 7-4}$$

Ist die Höhe der Einstrahlung bekannt, wird der Wirkungsgrad des Solarkollektors bestimmt. Dies erfolgt mittels Gl. 3-1 mit Parametern aus Tabelle 3-4 für ein Kollektorazimut von 0° und einer Kollektorneigung von 20 %. Es wird dabei vereinfachend von einer konstanten Kollektortemperatur von 130 °C ausgegangen. Somit wird die Kollektoreffizienz in den Morgenstunden bei der Aufheizung des Solarfelds unterschätzt. Die Brutto-Leistung des Kollektorfelds $\dot{Q}_{K,Br}$ wird mittels Gl. 7-5 bestimmt.

$$\dot{Q}_{K,Br} = \eta_{SK} \cdot E_{Gl} \cdot A_{Ap} \qquad \text{Gl. 7-5}$$

mit: A_{Ap} — Aperturfläche des Kollektorfelds [m²]

Von der Bruttoleistung werden pauschal 10 % abgezogen, um die Wärmeverluste der BG Dampferzeugung zu berücksichtigen. Des Weiteren wird der Wärmebedarf zur Aufheizung der BG Dampferzeugung in den Morgenstunden berücksichtigt. Es wird dabei vereinfachend ein spezifisches Volumen der BG Dampferzeugung von 3 l/m² Aperturfläche angenommen, welches am Morgen auf die Betriebstemperatur aufgeheizt werden muss.

Im nächsten Schritt wird der prozentuale Dampfverbrauch der DSKM VB_{Dampf} mittels eines Polynoms 3. Grades (siehe Gl. 7-6) in Abhängigkeit der Feuchtkugeltemperatur T_{FK} zuzüglich einer Temperaturdifferenz von 3 K berechnet. Das Betriebsverhalten basiert auf einer DSKM nach [GEA Wiegand 2012] (siehe auch Abbildung 4-1 auf S. 63). Anschließend wird das Wärmeverhältnis der DSKM ζ_{DSKM} mittels der Potenzfunktion aus Abbildung 4-2 (siehe S. 64) für eine Kaltwassertemperatur von 6 °C in Abhängigkeit des prozentualen Dampfverbrauchs VB_{Dampf} berechnet.

$$VB_{Dampf} = 0{,}0398 \cdot (\mathrm{T}_{FK} + 3)^3 - 2{,}5138 \cdot (\mathrm{T}_{FK} + 3)^2 + 57{,}4563 \cdot (\mathrm{T}_{FK} + 3) - 402{,}1595 \qquad \text{Gl. 7-6}$$

© Fraunhofer UMSICHT

mit: T_{FK} — Feuchtkugeltemperatur [°C]

Mit Hilfe des Wärmeverhältnisses ζ_{DSKM} und der Netto-Leistung des Kollektorfelds $\dot{Q}_{K,Net}$ wird die mögliche Kälteleistung der DSKM $\dot{Q}_{0,DSKM,Pot}$ berechnet. Im nächsten Schritt wird die Kälteleistung der DSKM $\dot{Q}_{0,DSKM}$ ermittelt. Diese entspricht entweder der potenziell erzeugbaren Kälteleistung $\dot{Q}_{0,DSKM,Pot}$ oder, falls diese kleiner ist, der Kühllast $\dot{Q}_{0,Last}$ im jeweiligen Zeitschritt.

Der Kühlbedarf, welcher von der solarthermisch angetriebenen DSKM im jeweiligen Zeitschritt nicht gedeckt werden kann, wird mittels der Backup-KKM bedient. Der Restkältebedarf $\dot{Q}_{0,RB}$ ergibt sich nach Gl. 7-7.

$$\dot{Q}_{0,RB} = \dot{Q}_{0,KKM} = \dot{Q}_{0,Last} - \dot{Q}_{0,DSKM} \qquad \text{Gl. 7-7}$$

Im nächsten Schritt wird die elektrische Leistungszahl der Backup-KKM ε_{KKM} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur bestimmt. Als Backup-KKM wird die Betriebscharakteristik einer luftgekühlten KKM mit einer Leistungszahl von 2,31 im Nennbetriebspunkt verwendet. Um die Effizienz der KKM bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen nachbilden zu können, wird ein Verfahren aus [Le Denn et al. 2013] angewendet. Dabei wird aus gemessenen Betriebspunkten eine Exponentialfunktion ermittelt, welche das Verhalten der KKM beschreibt. Mit Hilfe der Exponentialfunktion aus Gl. 7-8 kann die Leistungszahl der KKM ε_{KKM} in Abhängigkeit der reversiblen Leistungszahl $\varepsilon_{KKM,C}$ mittel Hilfe der Koeffizienten A_1, A_2, B_1, B_2 und C_1 bestimmt werden. Das vorgestellte Verfahren wurde ebenfalls in [Joemann 2015] verwendet. Es wird an dieser Stelle auf die in [Joemann 2015] ermittelten Koeffizienten für die KKM der Firma Carrier – Typ 30EM 018 zurückgegriffen. Die einzelnen Koeffizienten sind in Tabelle 7-1 aufgelistet.

$$\varepsilon_{KKM} = A_1 \cdot exp\frac{-\varepsilon_{KKM,C}}{B_1} + A_2 \cdot exp\frac{-\varepsilon_{KKM,C}}{B_2} + C_1 \qquad \text{Gl. 7-8}$$

mit: $\varepsilon_{KKM,C}$ — reversible Leistungszahl

Die reversible Leistungszahl ergibt sich wiederum nach Gl. 7-9.

$$\varepsilon_{KKM,C} = \frac{T_0}{T_K - T_0} \qquad \text{Gl. 7-9}$$

mit: T_0 — Verdampfungstemperatur [K]

T_K — Temperatur der Wärmeabfuhr [K]

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 7-1: Koeffizienten zur Berechnung der Leistungszahl der KKM [Joemann 2015]

Koeffizient	Carrier 30EM 018
A1	0.176
A2	-15.604
B1	14.348
B2	19.388
C1	6.429

Ist die elektrische Leistungszahl bekannt, wird die Stromaufnahme berechnet. Diese ergibt sich nach Gl. 7-10.

$$P_{el,KKM} = \frac{\dot{Q}_{0,KKM}}{\varepsilon_{KKM}} \qquad \text{Gl. 7-10}$$

Neben der Stromaufnahme der KKM wird die Stromaufnahme der Hilfsantriebe des solarthermischen Kühlsystems ermittelt. Hierzu wird vereinfachend angenommen, dass die elektrische Leistungszahl des solarthermischen Kühlsystems $EER_{el,DSKM}$ 10 beträgt. Nach [Henning 2013] wurden elektrische Leistungszahlen zwischen 8 und 12 von solarthermischen Kühlsystemen bereits erreicht.

$$P_{el,DSKM} = \dot{Q}_{0,DSKM} \cdot EER_{el,DSKM} \qquad \text{Gl. 7-11}$$

Die Stromaufnahme des gesamten Systems ergibt sich aus der Summe der Stromaufnahme der Hilfsantriebe des solarthermischen Kühlsystems und der Backup-KKM.

$$P_{el,DSKM,Sys} = P_{el,DSKM} + P_{el,KKM} \qquad \text{Gl. 7-12}$$

Vergleichssystem:

Die Kälteleistung des Vergleichssystems entspricht der Kühllast des Gebäudes. Die Betriebscharakteristik der KKM des Vergleichssystems entspricht der Betriebscharakteristik der Backup-KKM. Die elektrische Leistungszahl $\varepsilon_{KKM,Ref}$ und die Stromaufnahme werden analog zur Backup-KKM des solarthermischen Systems nach Gl. 7-8 bzw. Gl. 7-10 berechnet.

Bewertungsgrößen:

Nachfolgend werden die Bewertungsgrößen Solare Deckung SD und Stromeinsparung des solarthermisch gestützten Kühlsystems gegenüber dem Vergleichssystem f_{save} eingeführt.

Die Solare Deckung SD gibt den Anteil des Kühlbedarfs an, der mit Solarenergie gedeckt werden kann. Sie wird nach Gl. 7-13 berechnet.

© Fraunhofer UMSICHT

$$SD = \frac{\sum Q_{0,DSKM}}{\sum Q_{0,Last}} \qquad \text{Gl. 7-13}$$

Die Stromeinsparung ergibt sich nach Gl. 7-14

$$f_{save} = \left(1 - \frac{\sum W_{el,DSKM,Sys}}{\sum W_{el,ref}}\right) \cdot 100\ \% \qquad \text{Gl. 7-14}$$

Dabei ergibt sich der Gesamtstrombedarf $W_{el,DSKM,Sys}$ aus der benötigten elektrischen Energie zum Antrieb der Hilfsantriebe $W_{el,DSKM}$ und dem Bedarf der Backup-KKM $W_{el,KKM}$.

$$W_{el,DSKM,Sys} = \sum \left(W_{el,DSKM} + W_{el,KKM}\right) \qquad \text{Gl. 7-15}$$

Auslegungsparameter

Wie bereits einführend erwähnt, sind verschiedene Annahmen hinsichtlich der Systemdimensionierung erforderlich, um eine Jahresertragsrechnung durchzuführen. Im Folgenden werden die getroffenen Annahmen vorgestellt und diskutiert.

In der Regel sind die spezifischen Investitionskosten thermischer Kältemaschinen deutlich höher als die spezifischen Kosten von Kompressionskältemaschinen. Aus diesem Grund ist es aus ökonomischen Gesichtspunkten nicht sinnvoll die thermische Kältemaschine auf die Spitzenlast zu dimensionieren. Daher erfolgt bei solarthermischen Kühlsystemen häufig eine Aufteilung der Kühllast auf eine thermische Kältemaschine zur Bedienung der Grundlast und ein Backup-System zur Bedienung der Spitzenlast.

Typische spezifische Kollektorflächen liegen bei solarthermischen Kühlsystemen etwa zwischen 1 und 5 m² Kollektorfläche pro kW Kälteleistung der thermischen Kältemaschine (vgl. [Sparber et al. 2009] und [Eicker 2008]). Im Rahmen der Jahresertragsrechnungen wird zunächst eine Parametervariation für die spezifische Kollektorfläche durchgeführt und basierend auf den Berechnungsergebnissen eine spezifische Kollektorfläche für weiterführende Untersuchungen ausgewählt.

Vorstellung und Diskussion der Ergebnisse

In Abbildung 7-5 ist die Solare Deckung in Abhängigkeit der spezifischen Kollektorfläche und der Dimensionierung der DSKM für die drei Untersuchungsstandorte aufgetragen. Die Kollektorfläche wurde zwischen 2 und 8 m²/kW variiert. Zudem zeigt die Abbildung die Ergebnisse für eine Dimensionierung der DSKM auf 30 %, 50 %, 70 % und 90 % der maximalen Kühllast (in der Abbildung als Verhältnis Q_0/Q_{max} angegeben).

© Fraunhofer UMSICHT

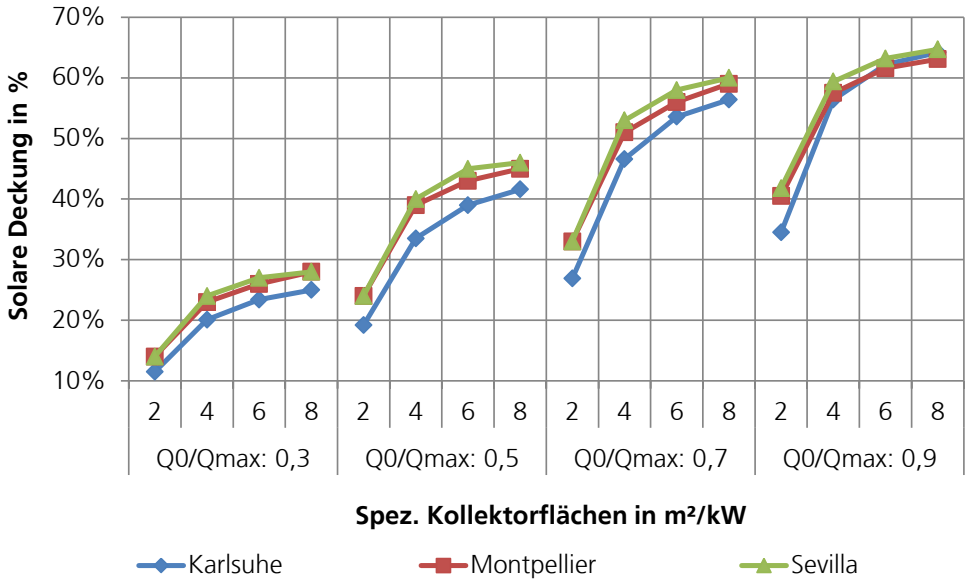


Abbildung 7-5: Solare Deckung in Abhängigkeit der spezifischen Kollektorfläche und der Dimensionierung der DSKM

Anhand der Ergebnisse ist zu erkennen, dass bis zu einem gewissen Punkt eine deutliche Erhöhung der solaren Deckung mit der Vergrößerung der Kollektorfläche einhergeht. Bei einer weiteren Vergrößerung des Solarfeldes steigt die solare Deckung hingegen nur noch geringfügig. Somit steigt der Zuwachs der solaren Deckung nicht proportional mit der Kollektorfläche. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die DSKM bereits mit Antriebswärme gesättigt ist und somit nicht mehr Wärme umgesetzt werden kann. Als weiterer Grund ist zu nennen, dass die Kühllast bereits vollständig gedeckt ist, beispielsweise zur Mittagszeit. Hier bring dann auch eine weitere Erhöhung der Solarfeldfläche keinen Zugewinn mehr, es sei denn es werden Speicherkapazitäten genutzt. Des Weiteren ist anhand der Abbildung zu erkennen, dass wenn die Kälteleistung der DSKM nur einen kleinen Anteil der maximalen Last ausmacht, tendenziell kleine spezifische Kollektorflächen ausreichend sind. Grundsätzlich steigt die Solare Deckung auch mit der Steigerung der Leistung der DSKM, allerdings erfolgt die Steigerung der solaren Deckung nicht proportional mit der Steigerung der Leistung.

Bei den betrachteten Standorten sind die Zusammenhänge zwischen Anlagendimensionierung und prozentualer solarer Deckung grundsätzlich ähnlich. Allerdings weist auch das Klima ähnliche Eigenschaften auf, da es sich bei allen drei Standorte um europäische Standorte mit kontinentalem Klima mit ausgeprägten Jahreszeiten handelt. Abweichungen für Standorte mit beispielsweise tropischen oder ariden Klimata sind nicht auszuschließen.

Die nachfolgenden Analysen werden exemplarisch für eine Kälteleistung der DSKM von 70 % der maximalen Kühllast und einer spezifischen Kollektorfläche von 4 $m^2_{Ap}/\dot{Q}_{0,DSKM}$ durchgeführt. Abbildung 7-6 zeigt den Kühlbedarf, die Kälteerzeugung und das Wärmeverhältnis im Jahresverlauf für die drei Untersuchungsstandorte. Die Solare Deckung beträgt ca. 46,6 % am Standort Karlsruhe, ca. 51,0 % am Standort Montpellier und 53,0 % am Standort Sevilla. Es ist zu erkennen, dass das Wärmeverhältnis der DSKM deutlich durch die Klima beeinflusst wird. Vor allem in den heißen Sommermonaten, wenn auch die Feuchtkugeltemperatur steigt und somit die Rückkühlbedingungen vergleichs-

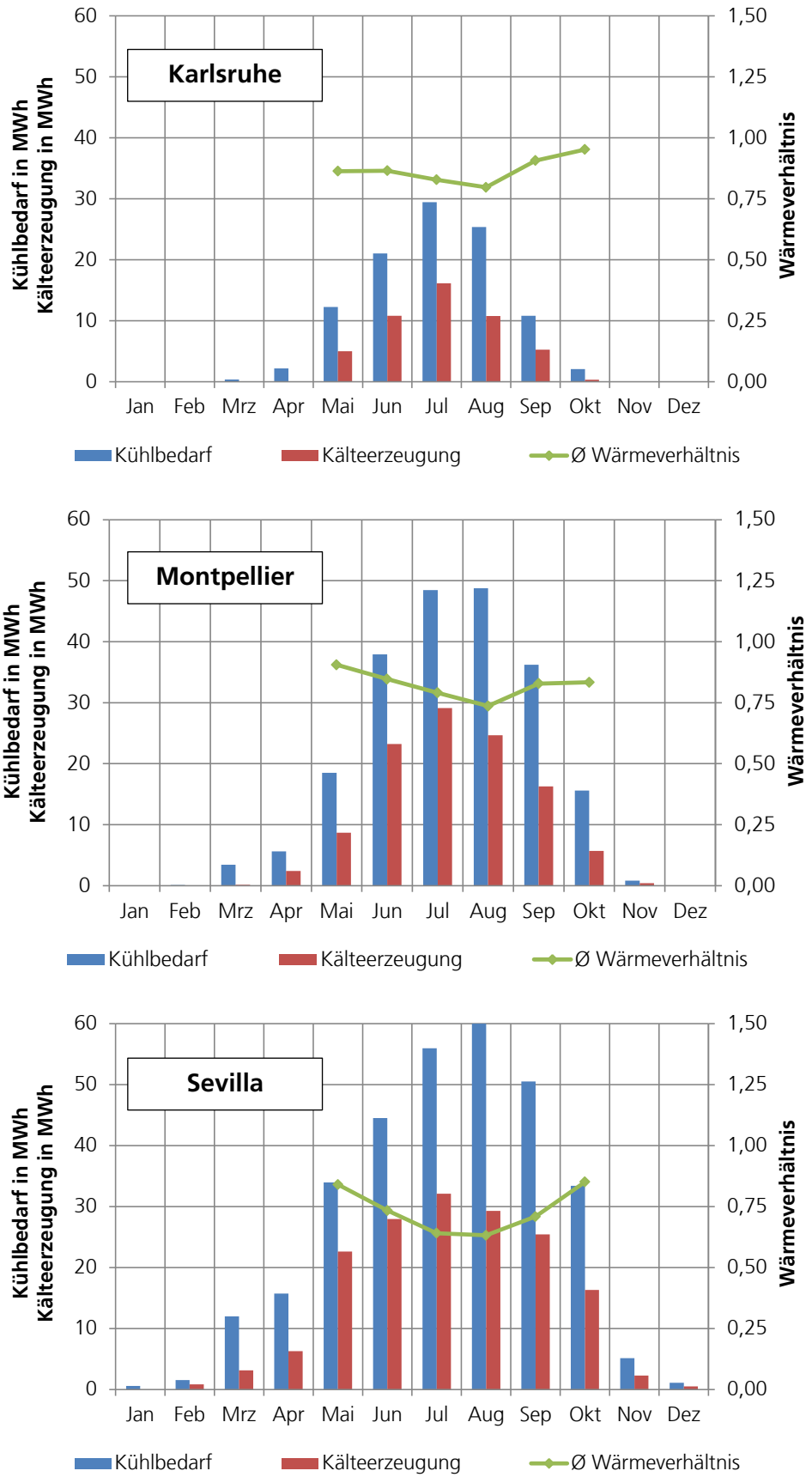
© Fraunhofer UMSICHT

weise ungünstig sind, sinkt das mittlere Wärmeverhältnis signifikant. Das Wärmeverhältnis beträgt am Standort Karlsruhe 0,84, am Standort Montpellier 0,81 und am Standort Sevilla 0,73 im Jahresmittel.

In Abbildung 7-7 sind die Durchschnittswerte der täglichen Einstrahlungssumme auf das Solarfeld, der täglichen Wärmebereitstellung des Solarfelds und des Tagesnutzungsgrads des Solarfelds abzulesen. Es ist zu erkennen, dass auch die Effizienz des Solarfelds durch das Klima am Untersuchungsstandort beeinflusst wird. Allerdings zeigt sich hier ein anderes Bild. An wärmeren Standorten mit höherer solarer Einstrahlung steigt die Effizienz des Solarfelds. Dies ist auf die Betriebscharakteristik der Solarkollektoren zurückzuführen. Mit steigender Einstrahlungsleistung steigt auch die Kollektoreffizienz. Der Tagesnutzungsgrad beträgt am Standort Karlsruhe 0,24, am Standort Montpellier 0,31 und am Standort Sevilla 0,36 im Jahresmittel.

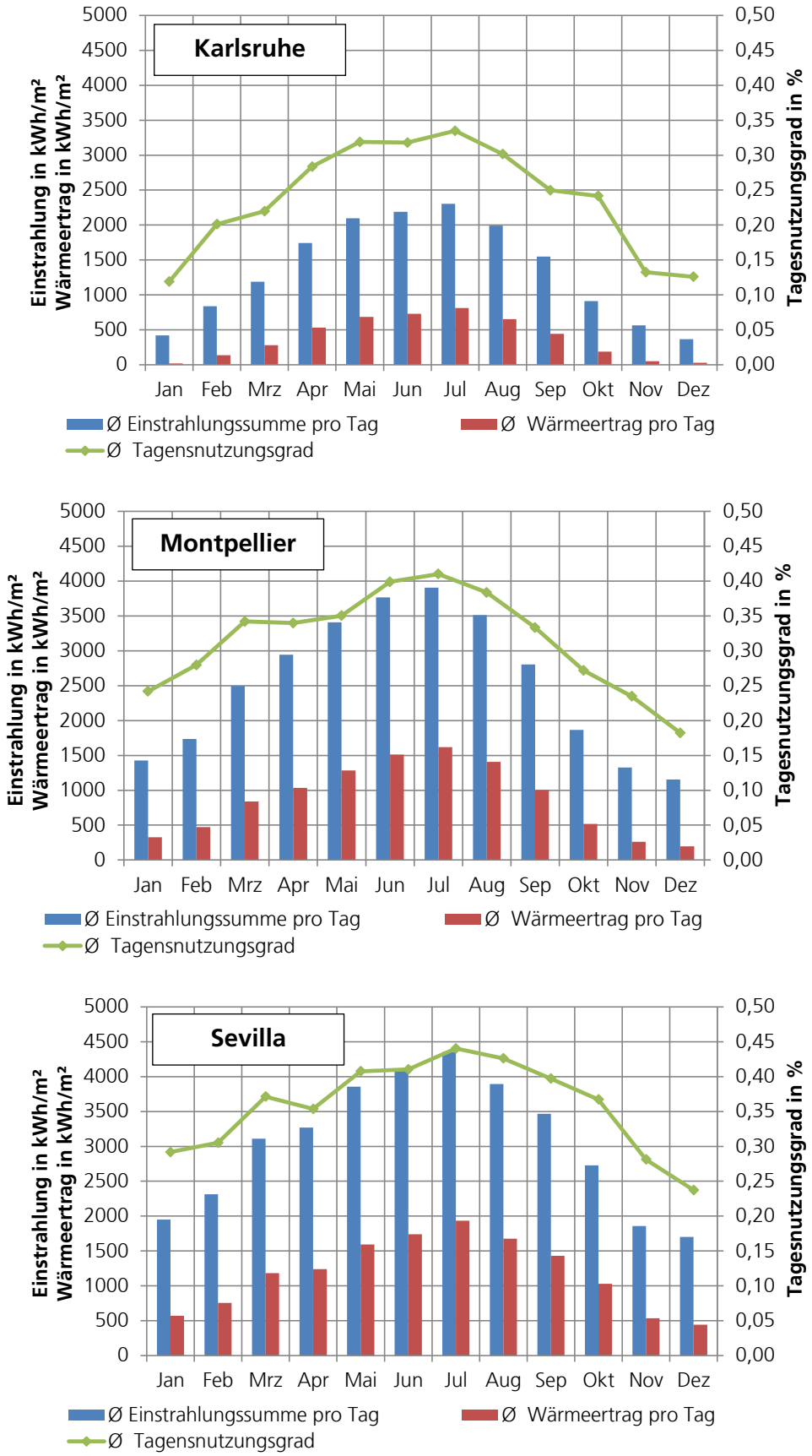
© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 7-6: Kühlbedarf, Kälteerzeugung und Wärmeverhältnis im Jahresverlauf



© Fraunhofer UMSICHT

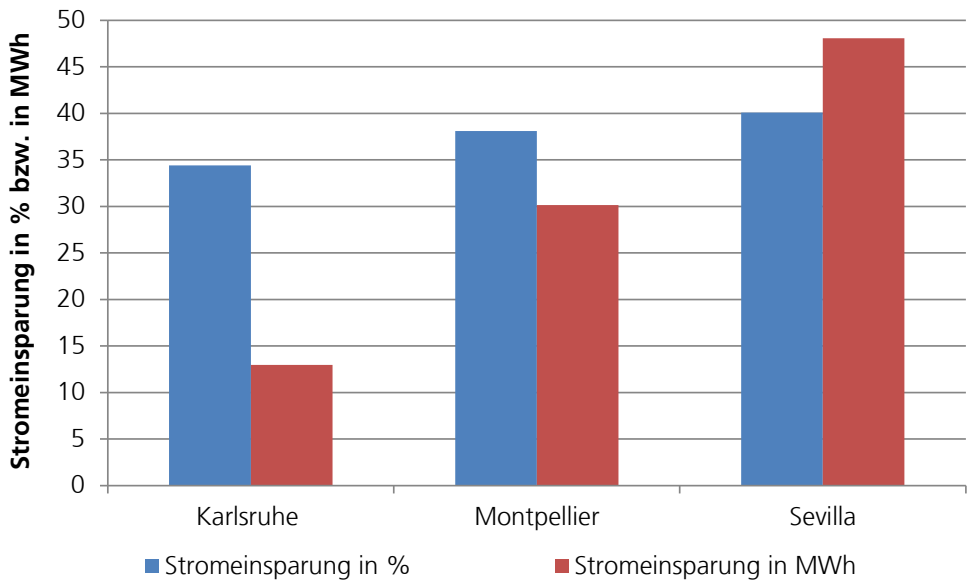
Abbildung 7-7: Durchschnittswerte der tägliche Einstrahlungssumme, des Tagesnutzungsgrad des Solarfelds und tägliche Wärmebereitstellung des Solarfelds



© Fraunhofer UMSICHT

Neben der solaren Deckung und der Effizienz des Solarfelds wurde die erreichbare Stromeinsparung f_{save} gegenüber dem Referenzsystem für die verschiedenen Standorte ermittelt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7-8 dargestellt. Die prozentuale Einsparung ist mit Werten zwischen ca. 35 und 40 % an den drei Standorten etwa in der gleichen Größenordnung. Die Absolutwerte weisen jedoch aufgrund der verschiedenen Klimata mit Werten zwischen ca. 13 und 48 MWh deutliche Unterschiede auf.

Abbildung 7-8: Erreichbare Stromeinsparung gegenüber dem Referenzsystem



Zusammenfassung

Schlussfolgernd ist festzuhalten, dass das Standortklima einen großen Einfluss auf die Systemeffizienz aufweist. Dabei wurde festgestellt, dass die Effizienz der DSKM an sonnenreichen und warmen Standorten aufgrund der schlechteren Rückkühlbedingungen abnimmt und die Effizienz des Solarkollektors ansteigt. Ferner zeigen die Ergebnisse, dass aufgrund der Wechselbeziehung zwischen Solarkollektor und DSKM besondere Sorgfalt bei der Systemdimensionierung geboten ist.

Um jedoch bewerten zu können, welcher der Standorte für den Einsatz einer solarthermisch angetriebenen DSKM am geeignetsten ist, sind die bisher vorgestellten Parameter nicht ausreichend. Dies kann nur im Rahmen einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung erfolgen, bei der neben den Energieeinsparungen auch die Kostenseite betrachtet wird.

7.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Bedingt durch die höhere Systemkomplexität ist der Einsatz solarthermischer Kühlsysteme gegenüber konventionell elektrisch angetriebenen Kompressionskältemaschinen in der Regel mit höheren Investitionskosten verbunden. Nach Angaben in [Henning et al. 2013] sind die spezifischen Investitionskosten mit 2.000 – 10.000 € pro kW Kühlleistung etwa um den Faktor 2 – 5 höher. Gründe für die große Bandbreite der Kosten solarthermischer Kühlsysteme sind, dass

© Fraunhofer UMSICHT

die Anforderungen an das solare Kühlsystem und die örtlichen Gegebenheiten am Aufstellungsstandort sehr unterschiedlich sein können. Des Weiteren sind die spezifischen Investitionskosten deutlich von der Anlagengröße bzw. der installierten Kühlleistung abhängig (vgl. [Kohlenbach et al. 2014]). Mit steigender Anlagengröße sinken die spezifischen Kosten.

Im Folgenden wird ein Wirtschaftlichkeitsvergleich solarthermischer und konventioneller Kühlsysteme für ausgewählte Szenarien durchgeführt. Als Bewertungsgröße für den Systemvergleich werden die spezifischen Break-Even-Investitionskosten bek berechnet. Die Break-Even-Investitionskosten wurden beispielsweise in [Kanngießer 2013] zur techno-ökonomische Bewertung stationärer Speicheranwendungen und in [Joemann 2015] zur Bewertung verschiedener Technologien zur solaren Kühlung verwendet. Die Break-Even-Investitionskosten berücksichtigen im Gegensatz zu anderen Kennzahlen zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit nicht die Kosten, sondern die Erlöse, die durch Betriebskosteneinsparungen gegenüber einem Vergleichssystem erzielt werden können. Die Break-Even-Investitionskosten geben in diesem Kontext die Gewinnschwelle für die Nutzung eines solaren Kühlsystems an. Die Gewinnschwelle wird dabei anhand der Investitions-, Zins- und Betriebskosten des Referenzsystems und der Betriebskosteneinsparung des solaren Kühlsystems nach Gl. 7-16 berechnet. Die Break-Even- Investitionskosten-Methode basiert auf der Kapitalwertmethode. Der Rechengang, welcher nachfolgend erläutert wird, wurde aus [Joemann 2015] entnommen.

$$bek = \frac{KapKo_{Ref} + BeKo_{Ref} - BeKo_{Sol}}{(1+i)^n} \cdot \frac{1}{\dot{Q}_{0,Last,Max}} = \frac{KapKo_{Sol}}{(1+i)^n} \cdot \frac{1}{\dot{Q}_{0,Last,Max}} = \frac{BEK}{\dot{Q}_{0,Last,Max}} \qquad \text{Gl. 7-16}$$

mit:

$KapKo_{Ref}$	—	Kapitalkosten des Referenzsystems [€]
$BeKo_{Ref}$	—	Betriebskosten des Referenzsystems während der Nutzungsdauer [€]
$BeKo_{Sol}$	—	Betriebskosten des solaren Kühlsystems während der Nutzungsdauer [€]
i	—	Zinssatz [-]
n	—	wirtschaftliche Nutzungsdauer [a]
$\dot{Q}_{0,Last,Max}$	—	maximale Kühllast [kW]
$KapKo_{Sol}$	—	verfügbare Kapitalkosten der solaren Variante [€]
BEK	—	Break-Even-Investitionskosten [€]

© Fraunhofer UMSICHT

Dabei ergeben sich die Kapitalkosten des Referenzsystems $KapKo_{Ref}$ nach Gl. 7-17:

$$KapKo_{Ref} = CO_{0,Ref} \cdot (1+i)^n \qquad \text{Gl. 7-17}$$

mit: $CO_{0,Ref}$ — Investitionskosten des Referenzsystems [€]

Die Investitionskosten des Referenzsystems $\mathrm{CO_{0,Ref}}$ ergeben sich nach Gl. 7-18. Die Kostenfunktionen und -annahmen zur Berechnung der Investitionskosten des Referenzsystems sind dem Anhang 12.2 zu entnehmen.

$$CO_{0,Ref} = CO_{0,Ref,KKM} + \left(CO_{0,Ref,KKM} \cdot \mathrm{F}_{BOP}\right) + \left(CO_{0,Ref,KKM+BOP} \cdot \mathrm{F}_{I}\right) + \left(CO_{0,Ref,KKM+BOP} \cdot \mathrm{F}_{Pl}\right) \qquad \text{Gl. 7-18}$$

mit:
- $CO_{0,Ref,KKM}$ — Investitionskosten für die KKM des Referenzsystems [€]
- $CO_{0,Ref,KKM+BOP}$ — Investitionskosten für die KKM inkl. Balance of Plant [€]
- F_{BOP} — Zuschlagsfaktor Balance of Plant [-]
- F_{I} — Zuschlagsfaktor Installation [-]
- F_{Pl} — Zuschlagsfaktor Planung [-]

Die Betriebskosten des Referenzsystems während der Nutzungsdauer $BeKo_{Ref}$ werden nach Gl. 7-19 aus der Summe der jährlich anfallenden Kosten für Energie ermittelt.

$$BeKo_{Ref} = \sum_{t=1}^{n} \frac{BeKo_{t,Ref}}{(1+i)^t} \qquad \text{Gl. 7-19}$$

mit:
- $BeKo_{t,Ref}$ — Jährliche Betriebskosten des Referenzsystems im Bezugsjahr [€]
- t — Jahr der Nutzungsperiode (1, 2, …n) [a]

Die Betriebskosten des solaren Kühlsystems während der Nutzungsdauer $Beko_{sol}$ ergeben sich wiederum nach Gl. 7-20.

$$Beko_{sol} = \sum_{t=1}^{n} \frac{Beko_{t,sol}}{(1+i)^t} \qquad \text{Gl. 7-20}$$

mit:
- $Beko_{t,sol}$ — Jährliche Betriebskosten des solaren Kühlsystems im Bezugsjahr [€]

© Fraunhofer UMSICHT

Die spezifischen bek werden nachfolgend basierend auf den folgenden Randbedingungen bestimmt:

- Kälteleistung: 100 kW
- Volllaststunden des Kühlsystems:
  500 h, 1000 h, 1500 h, 2000 h und 2500 h
- EER der KKM (Referenzsystem): 2,5 und 4
- Stromeinsparung: 0 %, 20 %, 40 %, 60 %, 80 % und 100 %
- Strompreis: 0,3 €/kWh
- Zinssatz: 3 %
- Nutzungsdauer: 20 a
- Teuerungsrate Strompreis: 5 %/a
- Wasserkosten für Rückkühlung: vernachlässigt[7]
- Vergütung von Wärme- oder Stromüberschüssen: nein

Abbildung 7-9 zeigt die Ergebnisse des Wirtschaftlichkeitsvergleichs. Dargestellt sind die spezifischen bek in Abhängigkeit der Volllaststunden und der Höhe der Einsparung an elektrischer Energie aus dem Stromnetz gegenüber dem Referenzsystem. Die blaufarbigen Säulen zeigen die spezifischen bek für eine luftgekühlte KKM mit einem EER-Wert von 2,5 und die rotfarbigen Säulen für eine luftgekühlte KKM mit einem EER-Wert von 4. Bei einer Einsparung an elektrischer Energie von 0 % entsprechen die bek des Referenzsystems den bek des solaren Kühlsystems. Bei Einsparungen > 0 % stellt der Differenzbetrag den Wert dar, welcher für ein solares Kühlsystem zur Verfügung steht, um Parität mit dem Referenzsystem zu erreichen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Volllaststunden des Systems, welche bei der in Kapitel 7.1 vorgestellten Anwendung deutlich durch das Standortklima beeinflusst werden, einen signifikanten Einfluss auf die Höhe der bek aufweisen. Mit steigender Volllaststundenzahl steigen auch die bek. Die bek für ein solares Kühlsystem betragen unter Berücksichtigung der effizienteren KKM als Referenzsystem (EER: 4,0) in Abhängigkeit der Volllaststundenzahl und der prozentualen Stromeinsparung etwa 500 – 2.750 €/kW. Für die ineffizientere KKM (EER: 2,5) ergeben sich Werte zwischen etwa 500 – 4.000 €/kW. Die Berechneten bek stellen die Zielkosten für solare Kühlsysteme dar. Es ist zu erkennen, dass die ermittelten Zielkosten in vielen Szenarien deutlich unterhalb der genannten Kosten von 2.000 – 10.000 €/kW nach [Henning et al. 2013] liegen. Die Dampfstrahlkältetechnik stellt aufgrund ihrer einfachen Konstruktion eine potentiell kostengünstige Alternative zu anderen thermischen Kälteverfahren dar, was dem solarthermischen Kühlen zugutekommen könnte.

[7] Vereinfachend werden Wasserkosten, welche bei Kühlkreisen mit Nasskühlturm anfallen würden, vernachlässigt, da der Wasserbedarf nur bei Betrachtung konkreter Systeme mittels Systemsimulation ermittelt werden kann.

© Fraunhofer UMSICHT

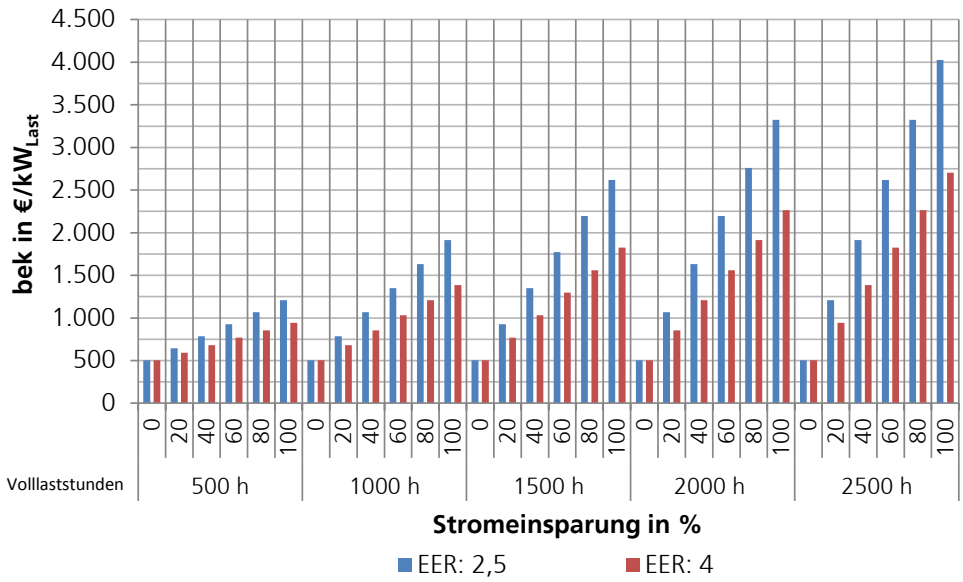


Abbildung 7-9: Spezifische Break-Even-Investitionskosten bek solarer Kühlsysteme in Abhängigkeit der prozentualen Stromeinsparung und der Volllaststundenzahl

7.3 CO_2-Einsparungen

Bisher wurden solarthermische Kühlsysteme vor allem zur Klimatisierung von Büroimmobilien eingesetzt (vgl. [Sparber et al. 2009]). Ein Grund hierfür ist, dass viele Büroimmobilien für den Einsatz solarer Kühlsysteme gut geeignet sind, da Kühlbedarf und solare Einstrahlung häufig korrelieren. Eine wichtige Kennzahl zur Bewertung der Wettbewerbssituation solarthermischer Kühlsysteme gegenüber konventioneller Technik ist die elektrische Leistungszahl. Diese liegt bei solarthermischen Kühlsystemen nach [Henning 2013] etwa zwischen 8 und 12. Bedingt durch den deutlich geringeren Strombedarf gegenüber konventionell elektrisch angetriebenen Kältemaschinen mit elektrischen Leistungszahlen zwischen 2 und 4 und die Nutzung von Solarstrahlung als Hauptantriebsenergie können solarthermische Kühlsysteme zur Reduktion von CO_2-Emissionen beitragen. Dies wird im Folgenden anhand des Beispiels der Kühlung von Büroflächen in Deutschland erläutert. Laut [Bulwien et al. 2008] beträgt der gesamte Büroflächenbestand in Deutschland ca. 400,2 Mio. m². Werden nur 10 % des Büroflächenbestands in Deutschland mit Hilfe solarthermischer Kühlsysteme klimatisiert, können ca. 255.780 t_{CO2}/a eingespart werden. Dabei liegen diesem Wert folgende Annahmen zugrunde:

- solarthermisch klimatisierte Bürofläche: 40.000.000 m²
- spez. Kühlbedarf pro m² Gebäudefläche: 50 kWh/m²a
- solarer Deckungsgrad: 70 %
- elektrische Leistungszahl des solarthermischen Kühlsystems: 10
- elektrische Leistungszahl des Backup- und Referenzsystems (Kompressionskältemaschine): 2,5
- CO2-Emissionsfaktor für Deutschland: 609 kg/MWh

© Fraunhofer UMSICHT

Exkurs Prozessdampferzeugung

Wie bereits in Kapitel 2.2 angeführt, werden in Deutschland jährlich etwa 200 PJ Prozesswärme in Form von Dampf verbraucht, dies entspricht 55.555,6 GWh. Der Prozesswärmebedarf in der Industrie beträgt in Deutschland nach [BMWi 2015] ca. 1.616 PJ. In Tabelle 7-2 ist der Anteil der einzelnen Energieträger zur Prozesswärmebereitung aufgelistet [BMWi 2015]. Ferner sind der Tabelle die CO2-Faktoren der einzelnen Energieträger zu entnehmen.

Im Folgenden wird die mögliche CO_2-Einsparung berechnet, für den Fall, dass 10 % des Prozessdampfbedarfs in Deutschland mit Hilfe solarthermischer Kollektorsysteme bereitgestellt wird. Dabei werden die in Tabelle 7-2 vorgestellten Anteile der einzelnen Energieträger zur gesamten Prozesswärmebereitung nach [BMWi 2015] und die CO2-Faktoren nach [Gemis 2014] exemplarisch herangezogen. Es ergibt sich eine CO_2-Einsparung in Höhe von ca. 1.569.359 t_{CO2} pro Jahr.

Tabelle 7-2: Anteil der einzelnen Energieträger zur Prozesswärmebereitung [BMWi 2015] und CO2-Faktoren nach [Gemis 2014]

Energieträger	Prozesswärme		CO_2-Faktor
	in PJ	in %	g/kWh
Öl	85,8	5,3	267,8
Gas	723,4	44,8	233,9
Strom	139,6	8,6	609,0
Fernwärme	163,7	10,1	238,1
Kohle	370,8	22,9	336,6
Erneuerbare	60,3	3,7	27*
Sonstige	72,2	4,5	274,6**
Gewichteter Mittelwert	-	-	282,5

*** Annahme: Holz-Pellets**

**** Mittelwert aus den CO2-Faktoren der anderen Energieträger**

© Fraunhofer UMSICHT

8 Zusammenfassung

Im Zuge des Vorhabens wurde eine Demonstrationsanlage zur solarthermischen Prozessdampf- und Kaltwassererzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern an der Hochschule Karlsruhe errichtet und ihr Betriebsverhalten untersucht. Motivation des Projektes ist es, Technologien zur Steigerung der Effizienz und Nachhaltigkeit für die Industrie und Produktion zu entwickeln. Die Anlage dient zur Erforschung der genannten Technologien und wird als solare Gebäudekühlung an der Hochschule Karlsruhe betrieben.

Die Demonstrationsanlage besteht aus einer 2-stufigen Dampfstrahlkältemaschine mit einer Kälteleistung von 115,2 kW_{th} bei einer Kaltwassertemperatur von 12 °C. Der Treibdampf wird mittels direktverdampfenden CPC-Vakuumröhrenkollektoren mit einer Gesamtleistung von 200 kW_{th} bei einer Aperturfläche von 360 m² bereitgestellt. Die Anlage ist als offener Prozess, ohne hydraulische Trennung zwischen solarer Dampferzeugung, Dampfstrahlkältemaschine und Kaltwasserversorgung ausgeführt. Der Latentwärmespeicher nutzt Polyethylen als Phase Change Material. Im Kältespeicher kommt eine Paraffin-Wasser-Dispersion als Phase Change Slurry zum Einsatz. Das Phase Change Slurry hat einen Paraffingehalt von 30 % und enthält eine Mischung aus zwei Paraffinen. Dessen Phasenwechselbereich liegt bei der Beladung zwischen 6 und 13 °C und bei der Entladung zwischen 12 und 16 °C. Die Schmelz- bzw. Erstarrungswärme beträgt ca. 55 kJ/kg. Die Speicherkapazität des Latentkältespeichers beträgt etwa 25 kWh und ist damit um den Faktor 2,6 (bezogen auf den Temperaturbereich zwischen 6 und 13 °C) höher, als im Vergleich zu einem herkömmlichen Kaltwasserpufferspeicher. Der Latentwärmespeicher nutzt ca. 500 kg Polyethylen als Phasenwechselmaterial. Die Speicherkapazität des Latentwärmespeichers beträgt ca. 27 kWh. Durch den Einsatz eines Lamellenwärmeübertragers wird die Wärmeübertragungsfläche zwischen dem Polyethylen und dem Wärmeträgermedium im Latentwärmespeicher erhöht und eine hohe Be- und Entladeleistung von bis zu 80 kW sichergestellt. Das verwendete Polyethylen mit der Bezeichnung GHR 8110 besitzt eine Schmelztemperatur von 125 – 135 °C und eine Erstarrungstemperatur von 120 – 130 °C. Die Schmelzenthalpie beträgt 192 kJ/kg.

Im Rahmen dieses Projekts konnte die Prozessdampfbereitstellung via Vakuumröhrenkollektoren mit direkter Dampferzeugung in den Solarkollektoren demonstriert werden. Ferner wurde eine Dampfstrahlkältemaschine für den solarthermischen Betrieb ausgerüstet und ein Gesamtsystem zur Kaltwasserbereitstellung inklusive Rückkühlung, Steuerung, Prozessevakuierung, Wärmeankopplung etc. realisiert. Dieses Gesamtsystem ist für die Gebäudekühlung entwickelt worden und stellt den ersten Schritt hin zu einer Standardisierung dieser Technologie dar.

Im Verlauf des Projekts wurden mehrere Entwicklungsschritte, von Vorversuchen im Labor bis hin zur Demonstration, geleistet. Ein Schwerpunkt betraf die solare Prozessdampferzeugung. Hierfür wurde ein Versuchsaufbau bei der Firma Ritter errichtet und die Betriebscharakteristik eines einzelnen Solarkollektors

© Fraunhofer UMSICHT

untersucht. An der Hochschule Karlsruhe wurden Vorversuche zur Latentwärmespeicherung durchgeführt. Deren Inhalte waren die Untersuchung und Bewertung von Phase Change Materials sowie ein Versuchsaufbau für das Speicherkonzept. Am Fraunhofer-Institut UMSICHT wurde mit Hilfe einer kleinen Versuchsanlage der Einsatz einer Paraffin/Wasser-Dispersion als Kälteträger untersucht, um darauf aufbauend das Konzept der Kältespeicherung zu entwickeln. Weiterhin wurden Vorversuche zum Betriebsverhalten der Anlage durchgeführt sowie Fragenstellungen zu Evakuierung bearbeitet.

Parallel zu den Vorversuchen fand die Planung der Demonstrationsanlage statt. Besondere Herausforderungen stellten dabei die Dampfbereitstellung sowie die Anbindung der Anlage an die Infrastruktur der Hochschule Karlsruhe dar. Für die Dampfbereitstellung wurde ein Konzept zur Regelung der solarthermischen Großanlage mit direkter Dampferzeugung und zur Regelung des Dampfstrahlkälteprozesses entwickelt. Das Konzept der Dampfbereitstellung umfasst auch die Integration und den Betrieb des Latentwärmespeichers. Beide Anlagenelemente, die Solaranlage und der Latentwärmespeicher, sind prozesstechnisch eng miteinander verschaltet. Bei der Anbindung der Gesamtanlage an die Infrastruktur der Hochschule Karlsruhe galt es, die zur reinen Wärmeversorgung konzipierte Infrastruktur auch zur Gebäudekühlung zu nutzen. Dies erforderte eine besondere Betriebsstrategie und zusätzliche Anlagentechnik.

Die Erstinbetriebnahme der Gesamtanlage erfolgte Ende Mai 2014. Schon während der Inbetriebnahmephase wurden erste Optimierungspotenziale hinsichtlich der Anlagenautomatisierung identifiziert und umgesetzt. Weitere Optimierungspotenziale wurden nach der Auswertung des Demonstrationsbetriebs ermittelt. Im Rahmen des Versuchsbetriebs in den Sommermonaten 2014 und 2015 wurden etwa 6 MWh Kälte bereitgestellt. Zahlreiche Sommertage wurden für Testläufe zur Optimierung einzelner Regelkreise genutzt. Die gewonnenen Erkenntnisse stehen nun für weitere Demonstrationsvorhaben zur Verfügung.

Ziel des Demonstrationsbetriebs war es, die Funktionalität der Einzelkomponenten sowie das Zusammenspiel aller Komponenten zu testen und die Betriebscharakteristik der Anlage in verschiedenen Betriebssituationen zu untersuchen. Hierzu zählen der Betrieb mit solarthermisch erzeugtem Treibdampf, der Betrieb der DSKM im Betriebsmodus „Freie Kühlung“ sowie das Betriebsverhalten der Anlage bei unterschiedlichen Kaltwasser- und Kondensatortemperaturen. Darüber hinaus wurde, basierend auf den gewonnenen Messdaten, die Anlagencharakteristik bewertet und Kennzahlen, wie der Tagesnutzungsgrad des Solarfelds, das Wärmeverhältnis der DSKM und die elektrische Leistungszahl der Gesamtanlage, bestimmt.

Die Funktionalität des Systems konnte in der Demonstrationsphase unter Beweis gestellt werden. Die Tauglichkeit von Vakuumröhrenkollektoren zur Direktdampferzeugung für den Betrieb eines Dampfstrahlkälteprozess konnte nachgewiesen werden. Mit dem Kollektorfeld kann bei entsprechender solarer Einstrahlung leicht überhitzter Dampf bei Temperaturen von bis zu 150 °C bereitgestellt werden. Ferner sind mit dem Solarfeld Tagesnutzungsgrade, definiert als Verhältnis von Nutzwärmemenge zu solarer Einstrahlung, zwischen 30 und 40 % erreichbar. Im Rahmen des Projekts wurden neue Erkenntnisse zum

© Fraunhofer UMSICHT

Betrieb und zur Regelung von solarthermisch betriebenen Dampfstrahlkältemaschinen im Zusammenspiel mit Latentwärmespeichern gewonnen. Es gilt nun weitere Betriebserfahrungen zu sammeln und das System zu optimieren.

Der Dampfstrahlkälteprozess in offener Bauweise, ohne hydraulische Trennung von Kollektorfeld und Kaltwassertrasse, ist funktionstüchtig; die Kältetechnik arbeitet zuverlässig. Es wurden mittlere Wärmeverhältnisse an verschiedenen Versuchstagen zwischen 0,21 und 0,76 bei relativ hohen Kondensatordrücken ermittelt. Eine Effizienzsteigerung der Anlage ist noch möglich, da noch weitere anlagenspezifische Optimierungsmaßnahmen ausstehen. Hinsichtlich der elektrischen Leistungszahl wurden Werte zwischen 6 und 9 im stationären Betrieb der Anlage ermittelt. Neben den Projektergebnissen wird in verschiedenen Bereichen noch weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf gesehen. So stehen eine Reduzierung des Hilfsenergiebedarfs und die Steigerung der Gesamteffizienz der Anlage noch aus. Im Rahmen einer weiteren, wissenschaftlich begleitenden Demonstrationsphase könnten diese Optimierungsarbeiten umgesetzt werden. Auch die Konzeptlösung der Anlagenevakuierung sollte überarbeitet werden. Ebenso birgt das Steuerungskonzept der Gesamtanlage noch Optimierungspotenzial, funktioniert aber zuverlässig.

Hinsichtlich des Latentwärmespeichers ist die Klärung der Langzeitanwendung von verschiedenen Latentwärmespeichermaterialien, wie Polyethylen zu untersuchen. Für die Optimierung der Anwendungseigenschaften sind weitere Materialentwicklungsarbeiten notwendig die nur im Rahmen weiterer umfangreicherer Forschungsprojekte bzw. Teilprojekte möglich sind.

Der Einsatz einer Paraffin/Wasser-Dispersion als Kältespeichermedium ist vielversprechend. Teilweise gab es jedoch hydraulische Probleme im Speicherkreis. Ursache dieser Probleme sind die rheologischen Eigenschaften der Dispersion, die bei den vorangegangenen Labor- und Technikumsversuchen so nicht aufgetreten sind. Die Probleme konnten jedoch identifiziert werden, sodass diese bei weiteren Versuchsanlagen vermeidet werden können. Dennoch sind weitere Untersuchungen zur Rheologie von Dispersionen erforderlich.

Zusammenfassend wurden die Projektziele erreicht, weitere Entwicklungsziele wurden identifiziert und es wurde die Basis geschaffen die genannten Technologien zur Marktreife zu bringen.

© Fraunhofer UMSICHT

9 Quellenverzeichnis

[Abdulateef et al. 2009] Abdulateef, J. M.; Sopian, K.; Alghoul, M. A.; Sulaiman, M. Y. (2009): Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (6-7), S. 1338–1349. DOI: 10.1016/j.rser.2008.08.012.

[Bauer 2015] Bauer, I. (2015): Demonstration einer Prozessdampf- und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern. TP 2: Entwicklung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes zur Prozessdampferzeugung. Schlussbericht, Ritter Gruppe.

[Baumgärtel 1994] Baumgärtel, C. (1994): Sanierung von Abwasserkanälen durch Relining. Essen: Vulkan-Verlag.

[Bédécarrats et al. 1996] Bédécarrats, J. P.; Strub, F.; Falcon, B.; Dumas, J. P. (1996): Phase-change thermal energy storage using spherical capsules: performance of a test plant. In: *international journal of refrigeration* 19 (3), S. 187–196.

[Besagni et al. 2016] Besagni, G.; Mereu, R.; Inzoli, F. (2016): Ejector refrigeration. A comprehensive review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53, S. 373–407. DOI: 10.1016/j.rser.2015.08.059.

[Bippes 2007] Bippes, M. (2007): Verfahrensentwicklung zur mikrobiellen Herstellung von Erythrit. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig.

[BMWi 2015] BMWi (2015): Energiedaten – Zahlen und Fakten. Excel-Sheet des BMWI, Tabelle 7 & 7a, Stand 12.10.2015.

[Bo et al. 1999] Bo, H.; Mari Gustafsson, E.; Setterwall, F. (1999): Tetradecane and hexadecane binary mixtures as phase change materials (PCMs) for cool storage in district cooling systems. In: *Energy* 24 (12), S. 1015–1028. DOI: 10.1016/S0360-5442(99)00055-9.

[Bulwien et al. 2008] Bulwien, H.; Denk, U.; Scheffler, R. (2008): Ergebnisse und Schlussfolgerungen aus aktuellen Büroflächenbestandserhebungen in Deutschland. In: *Zeitschrift für Immobilienökonomie* (Sonderausgabe), S. 77–88.

[BWP 2010] BWP (2010): Leitfaden Schall. Hg. v. Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e. V.

[Clarksean 2003] Clarksean, R. (2003): Development of a PCM slurry and examination of particle statistics. In: *Proceeding of the phase change material and slurry scientific conference § Business Forum, Yverdons-les-Bains, Switzerland*, S. 173–185.

[Dong 2011] Dong, Y. (2011): Direkte Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren. Masterarbeit, Universität Kassel, Kassel, Institut für Thermische Energietechnik, Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG.

© Fraunhofer UMSICHT

[Duffie et al. 2013] Duffie, John A.; Beckman, William A. (2013): Solar Engineering of Thermal Processes. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc, ISBN: 978-0470873663.

[Eicker 2008] Eicker, U. (2008): Kälte aus der Sonne. Entwicklungstendenzen solarthermische Kühlung. In: *sbz Sanitär, Heizung und Klima* 63 (4), S. 22–25.

[Elgafy et al. 2005] Elgafy, A.; Lafdi, K. (2005): Effect of carbon nanofiber additives on thermal behavior of phase change materials. In: *Carbon* 43 (15), S. 3067–3074. DOI: 10.1016/j.carbon.2005.06.042.

[Elimar 2013] Elimar, F. (2013): Solare Prozesswärme. Aktuelle Entwicklungen und Aktivitäten am SPF. SPF Industrietag, SPF - Institut für Solartechnik Hochschule für Technik Rapperswil (HSR), 14.03.2013.

[Fukushima et al. 2011] Fukushima, T.; Chan, S.; Matsuo, A.; Sato, H. (2011): evelopment of ejector cycle for solar air-conditioning system powered by stored thermal energy. Part 1. Experimental results. In: 30th ISES Solar World Congress 2011, Bd. 4, S. 2830–2835.

[GEA Wiegand 2009] GEA Wiegand (2009): Lecklufteinfall in Vakuumbehälter.

[GEA Wiegand 2012] GEA Wiegand (2012): Kühlen unter Vakuum.

[Gemis 2014] Gemis (2014): Globales Emissions-Modell integrierter Systeme.

[Gschwander et al. 2005] Gschwander, S.; Schossig, P.; Henning, H.-M. (2005): Micro-encapsulated paraffin in phase-change slurries. In: *Solar Energy Materials and Solar Cells* 89 (2-3), S. 307–315. DOI: 10.1016/j.solmat.2004.12.008.

[Henning et al. 2013] Henning, H.-M; Motta, M.; Mugnier, D. (2013): Solar Cooling Handbook. A Guide to Solar Assisted Cooling and Dehumidification Processes. 3. Aufl. Wien: Ambra, ISBN: 978-3-99043-438-3.

[Henning 2013] Henning, H.-M. (2013): Solare Kühlung. Vortrag beim 3. Deutsche Solarthermie-Technologiekonferenz, Berlin, 30.01.2013.

[Hiebler 2007] Hiebler, S. (2007): Kalorimetrische Methoden zur Bestimmung der Enthalpie von Latentwärmespeichermaterialien während des Phasenübergangs. Dissertation, Technische Universität München, München.

[Himran et al. 1994] Himran, S.; Suwono, A.; Mansoori, G. A. (1994): Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium. In: *Energy Sources* 16 (1), S. 117–128. DOI: 10.1080/00908319408909065.

[Hirn et al. 2008] Hirn, G.; Meyer, F. (2008): Latentwärmespeicher liefert Prozessdampf. In: *Informationsdienst, BINE* (09/08), S. 1–4. Online verfügbar unter: http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/2008/Projekt-Info_09-2008/projekt_0908_internet_x.pdf, zuletzt geprüft am 04.01.2016.

© Fraunhofer UMSICHT

[Huang et al. 1998] Huang, B.; Chang, J.; Petrenko, V.; Zhuk, K. (1998): A solar ejector cooling system using refrigerant R141b. In: *Solar Energy* 64 (4-6), S. 223–226. DOI: 10.1016/S0038-092X(98)00082-6.

[Huang 2009] Huang, L.; Pollerberg, C.; Noeres, P.; Doetsch, C.; Sengespeik, A. (2009): Paraffin/water emulsion as refrigerant and storage medium and production method. Angemeldet durch Fraunhofergesellschaft V, Zur Förderung Der Angewandten Forschung e. (Hansastrasse 27c, 80686 München, DE) am 26.05.2009. Anmeldenr: EP2127737. Veröffentlichungsnr: EP20090007017.

[Huang et al. 2010] Huang, B. J.; Yen, C. W.; Wu, J. H.; Liu, J. H.; Hsu, H. Y.; Petrenko, V. O. et al. (2010): Optimal control and performance test of solar-assisted cooling system. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (14-15), S. 2243–2252. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.004.

[Huang et al. 2011] Huang, B. J.; Petrenko, V. O.; Shestopalov, K. O. (2011): Investigation of experimental ejector cooling machine operating with refrigerant R245a and designed for solar air conditioning applications. In: 30th ISES Solar World Congress 2011.

[Huang et al. 2014] Huang, B.-J.; Ton, W.-Z.; Wu, C.-C.; Ko, H.-W.; Chang, H.-S.; Hsu, H.-Y. et al. (2014): Performance test of solar-assisted ejector cooling system. In: *international journal of refrigeration* 39, S. 172–185. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.06.009.

[Hunger et al. 2009] Hunger, M.; Entrop, A. G.; Mandilaras, I.; Brouwers, H.; Founti, M. (2009): The behavior of self-compacting concrete containing micro-encapsulated Phase Change Materials. In: *Cement and Concrete Composites* 31 (10), S. 731–743. DOI: 10.1016/j.cemconcomp.2009.08.002.

[IEA 2012] IEA (2012): Technology Roadmap - Solar Heating and Cooling. Hg. v. IEA Publishing© OECD/IEA.

[Inaba 1993] Inaba, H. (1993): Latent Heat Type Heat Storage Material. Veröffentlichungsnr: Patentschrift J07126614A.

[Inaba et al. 2004] Inaba, H.; Zhang, O. Y.; Horibe, A.; Haruki, N. (2004): Thermophysical properties of microcapsulate pcm slurry with the latent heat capability.

[Iparaguirre et al. 2015] Iparaguirre, I.; Huidobro, A.; Fernández-García, A.; Valenzuela, L.; Horta, P.; Sallaberry, F. et al. (2015): Solar thermal collectors for medium temperature applications: a comprehensive review and updated database. In: SHC 2015, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry.

© Fraunhofer UMSICHT

[Joemann 2015] Joemann, M. (2015): Evaluierung der Wettbewerbssituation solarthermischer und solarelektrischer Kühlsysteme hinsichtlich technischer, energetischer und ökonomischer Aspekte. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, Lehrstuhl für Energiesysteme und Energiewirtschaft LEE, Prof. Dr.-Ing. H.-J. Wagner. Online verfügbar unter: http://hss-opus.ub.ruhr-uni-bochum.de/opus4/frontdoor/index/index/docId/4897.

[Kakabaev et al. 1966] Kakabaev, A.; Davletov, A. (1966): A Freon Ejector Solar Cooler. In: *AS Turkmen SSR. Geliotekhnika* (Vol. 2; No. 5), S. 42–48.

[Koffler 2012] Koffler, M. (2012): Optimierung eines Latentwärmespeichers im Labormaßstab auf Entladedauer und Speicherdichte zur Skalierung auf den Anwendungsfall. Masterarbeit, Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe.

[Kohlenbach et al. 2014] Kohlenbach, P.; Jakob, U. (2014): Solar Cooling. The earthcan expert guide to solar cooling systems. London [u.a.]: Routledge, ISBN: 978-0-415-63975-0.

[Konstantin 2008] Konstantin, Panos (2008): Praxisbuch Energiewirtschaft. Energieumwandlung, -transport und -beschaffung im liberalisierten Markt. 2. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer, ISBN: 3540785922.

[Kost et al. 2013] Kost, C.; Mayer, J. N.; Thomsen, J.; Hartmann, N.; Senkpiel, C.; Philipps, S. et al. (2013): Stromgestehungskosten erneuerbarer Energien. Studie durchgeführt von Fraunhofer ISE,

[Lauterbach et al. 2011] Lauterbach, C.; Schmitt, B.; Vajen, K. (2011): Das Potential solarer Prozesswärme in Deutschland. Teil 1 des Abschlussberichtes zum Forschungsvorhaben „SOPREN – Solare Prozesswärme und Energieeffizienz" Förderkennzeichen: 0329601TUniversität Kassel. Kassel.

[Le Denn et al. 2013] Le Denn, A.; Boudehenn, F.; Mugnier, D.; Papillon, P. (2013): A simple predesign tool for solar cooling, heating and domestic hot water production systems. In: Proceedings zu 13. Conference of International Building Performance Simulation Association, 26.-28.08.2013, Chambéry, Frankreich, S. 1031–1038.

[Martin 2011] Martin, R. (2011): Verfahrenstechnologien zur Herstellung von vernetzten Polyethylen-Rohren Gerodur MPM Kunststoffverarbeitung GmbH & Co. KG, Innovationsforum: Großserientaugliche Technologiekonzepte für thermoplastische Hochleistungsbauteile – ThermoComp. Chemnitz, 30.06.2011.

[Matsuda 2004] Matsuda, Y.; Ieuji, T. (2004): Thermal storage medium, process for producing the same and thermal storage system using the same. Anmeldenr: 10/423,031. Veröffentlichungsnr: US 2004/0046147 A1.

[Mauthner et al. 2014] Mauthner, F.; Weiss, W. (2014): Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2012. Edition 2014. Hg. v. IEA Solar Heating & Cooling Programme.

© Fraunhofer UMSICHT

[Medrano et al. 2009] Medrano, M.; Yilmaz, M. O.; Nogués, M.; Martorell, I.; Roca, J.; Cabeza, L. F. (2009): Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems. In: *Applied Energy* 86 (10), S. 2047–2055. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.01.014.

[Mehling 2002] Mehling, H. (2002): Latentwärmespeicher. In: *Informationsdienst, BINE* (04/08), S. 1–12, zuletzt geprüft am 04.01.2016.

[Mehling et al. 2008] Mehling, H.; Cabeza, L.-F. (2008): Heat and cold storage with PCM. An up to date introduction into basics and applications. Berlin: Springer.

[Meinert 2009] Meinert, J. (2009): Zellulare Metalle Und Verbundwerkstoffe zur Optimierung des Be- und Entladeverhaltens Thermischer Energiespeicher. In: 4th International Renewable Energy Storage Conference (IRES 2009).

[Meyer 2005] Meyer, F. (2005): Metallschäume in der Wärmetechnik. In: *Informationsdienst, BINE* (12/05), S. 1–4, zuletzt geprüft am 04.01.2016.

[MPA Stuttgart 2012] MPA Stuttgart (2012): Registerstücke mit Lötmuffen. Untersuchungsbericht 9024316000/Beu. (vertraulicher Bericht, liegt Fa. Ritter in Schriftform vor). Stuttgart.

[Müller 2011] Müller, R. (2011): Untersuchung von PE-Stab-Material nach Speicheranwendungen. Technischer Bericht (intern), ILK Dresden. Dresden.

[Müller et al. 2014] Müller, D.; Pollerberg, C.; Hanu, L. G.; Kappels, T.; Knels, A.; Jahangiri, P. (2014): Emulsionen aus Paraffin und Wasser für Anwendungen in Versorgungssystemen der Gebäudetechnik in Kombination mit Reibungsminderern bei der Energieverteilung. Abschlussbericht Eneff: WärmeRWTH Aachen; Fraunhofer Umsicht. Aachen.

[Nguyen et al. 2001] Nguyen, V.; Riffat, S.; Doherty, P. (2001): Development of a solar-powered passive ejector cooling system. In: *Applied Thermal Engineering* 21 (2), S. 157–168. DOI: 10.1016/S1359-4311(00)00032-6.

[Pinnau 2009] Pinnau, S. (2009): Strömungs- und kältetechnische Optimierung von Latentwärmespeichern. Abschlussbericht. Dresden.

[Pollerberg et al. 2009] Pollerberg, C.; Jähnig, D.; Dötsch, C. (2009): Prototype of a solar driven steam jet ejector chiller. In: Proceedings zu 3rd. International Conference Solar Air-Conditioning 2009, S. 50–56.

[Py et al. 2001] Py, X.; Olives, R.; Mauran, S. (2001): Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (14), S. 2727–2737. DOI: 10.1016/S0017-9310(00)00309-4.

[Ritter 2012] Ritter (2012): Anleitung für Planung, Montage, Inbetriebnahme und Wartung. Vakuum-Röhrenkollektoren XL 27/34/40/50 P.

© Fraunhofer UMSICHT

[Rubitherm 2013] Rubitherm (2013): Technisches Datenblatt RT10. Hg. v. Rubitherm.

[Sarbu et al. 2013] Sarbu, I.; Sebarchievici, C. (2013): Review of solar refrigeration and cooling systems. In: *Energy and Buildings* 67, S. 286–297. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.08.022.

[Sparber et al. 2009] Sparber, W.; Napolitano, A.; Eckert, G.; Preisler, A. (2009): State of the art on existing solar heating and cooling systems. Abschlussbericht zum Subtask B des IEA-SHC Task 38.

[Stritih 2004] Stritih, U. (2004): An experimental study of enhanced heat transfer in rectangular PCM thermal storage. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (12-13), S. 2841–2847. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.02.001.

[Tamme et al. 2006] Tamme, R.; Steinmann, W.-D.; Buschel, J.; Bauer, T. (2006): Hochtemperatur-Latentwärmespeicher für Prozessdampf und Solare Kraftwerkstechnik. In: Statusseminar Thermische Energiespeicherung, S. 191–200.

[Thongtip et al. 2014] Thongtip, T.; Ruangtrakoon, N.; Aphornratana, S. (2014): Development of a Steam Jet Refrigeration Cycle for the Actual Application Driven by Low Grade Thermal Energy. In: *Energy Procedia* 52, S. 110–119. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.07.060.

[Tong et al. 1996] Tong, X.; Khan, J. A.; RuhulAmin, M. (1996): ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER BY INSERTING A METAL MATRIX INTO A PHASE CHANGE MATERIAL. In: *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 30 (2), S. 125–141. DOI: 10.1080/10407789608913832.

[Vannoni et al. 2008] Vannoni, C.; Battisti, R.; Drigo, S. (2008): Potential for Solar Heat in Industrial Processes. Report within IEA SHC Task 33/IV, Department of Mechanics and Aeronautics - University of Rome "La Sapienza". Rom.

[Velraj et al. 1997] Velraj, R.; Seeniraj, R. V.; Hafner, B.; Faber, C.; Schwarzer, K. (1997): Experimental analysis and numerical modelling of inward solidification on a finned vertical tube for a latent heat storage unit. In: *Solar Energy* 60 (5), S. 281–290. DOI: 10.1016/S0038-092X(96)00167-3.

[Velraj et al. 1999] Velraj, R.; Seeniraj, R. V.; Hafner, B.; Faber, C.; Schwarzer, K. (1999): HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A LATENT HEAT STORAGE SYSTEM1Paper presented at the ISES Solar World Congress, Taejon, South Korea, 24–29 August 1997.1. In: *Solar Energy* 65 (3), S. 171–180. DOI: 10.1016/S0038-092X(98)00128-5.

[Waschull et al. 2009] Waschull, J.; Müller, R.; Römer, S. (2009): Investigation of Phase Change Materials for Elevated Temperatures Institute for Air Conditioning and Refrigeration Dresden (ILK Dresden), Department of Applied New Technologies. Dresden.

© Fraunhofer UMSICHT

[Wehmeier] Wehmeier, N.: Was bedeutet „physikalisch vernetzt"? Technik Report 09. Hg. v. Hewing GmbH.

[Wiemken et al. 2013] Wiemken, E.; Safarik, M.; Zachmeier, P.; Hagel, K.; Wittig, S.; Schweigler, C. et al. (2013): EVASOLK - Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien. Abschlussbericht des Konsortiums Fraunhofer ISE, ILK Dresden und ZAE Bayern zum Förderprojekt 0325966A,B,C,

[Wissel et al. 2008] Wissel, S.; Fahl, U.; Blesl, M.; Voß, A. (2008): Erzeugungskosten zur Bereitstellung elektrischer Energie von Kraftwerksoptionen in 2015. Arbeitsbericht. Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung. Stuttgart.

[Xu 2005] Xu, H. (2005): Thermal physical properties and key influence factors of phase change emulsion. In: *Chinese Sci Bull* 50 (1), S. 88. DOI: 10.1360/04we0123.

[Yang et al. 2003] Yang, R.; Xu, H.; Zhang, Y. (2003): Preparation, physical property and thermal physical property of phase change microcapsule slurry and phase change emulsion. In: *Solar Energy Materials and Solar Cells* 80 (4), S. 405–416. DOI: 10.1016/j.solmat.2003.08.005.

[Zalba et al. 2003] Zalba, B.; Marín, J. M.; Cabeza, L. F.; Mehling, H. (2003): Review on thermal energy storage with phase change. Materials, heat transfer analysis and applications. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (3), S. 251–283. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00192-8.

© Fraunhofer UMSICHT

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1:	Zeitplan des Projektes	6
Tabelle 2-1:	Eigenschaften ausgewählter PCM mit geeigneter Phasenwechseltemperatur [Waschull et al. 2009; Bippes 2007]	15
Tabelle 2-2:	Eigenschaften ausgewählter Paraffine bzw. Paraffin-Blends mit geeigneter Phasenwechseltemperatur	18
Tabelle 3-1:	Überschlägige Berechnung des erlaubten Schallleistungspegels nach [BWP 2010]	22
Tabelle 3-2:	Herstellerangaben zum Kühlturm EWK 450/06 der Firma Axima Refrigeration – Schalldaten nach DIN 45 635 Teil 46	23
Tabelle 3-3:	Ausgewählte Berechnungsparameter zur Kühllastberechnung	25
Tabelle 3-4:	Technische Daten des Solarfelds	33
Tabelle 3-5:	Technische Daten der Dampftrommel	36
Tabelle 3-6:	Technische Daten des Latentwärmespeichers	39
Tabelle 3-7:	Technische Daten der Druckhaltestation	41
Tabelle 3-8:	Technische Daten der DSKM	43
Tabelle 3-9:	Technische Daten des RKW	43
Tabelle 3-10:	Technische Daten des Latentkältespeichers	46
Tabelle 3-11:	Speisewasservolumenstrom in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen	50
Tabelle 4-1:	ESEER-Wert – Bewertungs- und Gewichtungstabelle nach Eurovent	65
Tabelle 4-2:	Auslegungsdaten des Rückkühlwerkes	70
Tabelle 4-3:	Charakteristika der untersuchten Kühlturmtypen	70
Tabelle 4-4:	Parameter des Berechnungsszenarios	72
Tabelle 4-5:	Anteil Verdunstungskühlung	73
Tabelle 5-1:	Kennwerte zur Kennlinienberechnung der Solarkollektoren Azzurro/Allstar und AquaPlasma	80
Tabelle 5-2:	Hersteller und Zustand der untersuchten Latentwärmespeichermaterialien	83
Tabelle 5-3:	Eigenschaften der vernetzten PE-Stangen	87
Tabelle 5-4:	Eigenschaften der Proben	89
Tabelle 5-5:	Proben mit Bestrahlungsdosen	90
Tabelle 5-6:	Ergebnisse der untersuchten PE-Arten	106
Tabelle 5-7:	Temperatur, Druck und Verdampfungsenthalpie	106
Tabelle 5-8:	Gemessene und berechnete Dampfmasse	107
Tabelle 5-9:	Leckluftraten von Dichtelementen aus [Bernecker et al. 2001]	113

© Fraunhofer UMSICHT

Tabelle 5-10: Leckluftraten von Anlagen unter Vakuum (Δp > 0,5 bar) [GEA Wiegand 2009] 114
Tabelle 5-11: Theoretische und praktische Bestimmung der Leckluftrate der Versuchsanlage 114
Tabelle 5-12: Abschätzung der Leckluftrate der Demonstrationsanlage 116
Tabelle 7-1: Koeffizienten zur Berechnung der Leistungszahl der KKM [Joemann 2015] 149
Tabelle 7-2: Anteil der einzelnen Energieträger zur Prozesswärmebereitung [BMWi 2015] und CO2-Faktoren nach [Gemis 2014] 160

© Fraunhofer UMSICHT

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Industrieller Wärmebedarf in Deutschland nach Temperaturniveau für das Jahr 2007 [Lauterbach et al. 2011]	10
Abbildung 2-2:	Temperaturbereiche verschiedener Kollektorsysteme; vgl. [IEA 2012; Elimar 2013]	11
Abbildung 2-3:	Wärmespeicherung durch latente Wärme; in Anlehnung an [Mehling 2002]	13
Abbildung 2-4:	Typische volumenspezifische Schmelzenthalpien und zugehörige Temperaturbereiche [Mehling 2002]	14
Abbildung 2-5:	Schematische Darstellung der Herstellung von PCS	18
Abbildung 3-1:	Lageplan Hs Karlsruhe, Gebäude LB rot markiert	20
Abbildung 3-2:	Blick in den Heizungskeller des Gebäudes LB (links: Westwand, rechts: Nordwand mit Heizungsverteiler)	21
Abbildung 3-3:	Geplante Aufstellung der Demonstrationsanlage, links: Gebäude LB mit Container und rechts: Heizungskeller des Gebäudes LB	21
Abbildung 3-4:	Aufstellort des Containers östlich vom Gebäude LB	22
Abbildung 3-5:	Messort (links) und Blick vom Messort zur Demonstrationsanlage (rechts)	23
Abbildung 3-6:	Messergebnis der Schalldruckpegelmessung	24
Abbildung 3-7:	Kühllastgang und Außenlufttemperatur	25
Abbildung 3-8:	Geordnete Jahresdauerlinie der Kühllast	26
Abbildung 3-9:	Isometrische Darstellung der Pilotanlage	28
Abbildung 3-10:	Baugruppen der Demonstrationsanlage und Zuständigkeiten der Projektpartner	28
Abbildung 3-11:	Vereinfachtes Verfahrensfließbild der Demonstrationsanlage	30
Abbildung 3-12:	Schematische Darstellung eines CPC-VRK der Firma Ritter [Ritter 2012]	32
Abbildung 3-13:	Foto des Solarfelds	32
Abbildung 3-14:	Wirkungsgrad des Solarfelds in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C	34
Abbildung 3-15:	Fotographie der Rohrbrücke über der Durchfahrt zwischen Gebäude und Container	34
Abbildung 3-16:	Isometrische Darstellung der Dampftrommel und des Latentwärmespeichers	35
Abbildung 3-17:	Ausschnitt des Verfahrensschemas der BG Dampferzeugung	36
Abbildung 3-18:	Fotografien des Latentwärmespeichers	38
Abbildung 3-19:	Rohranordnung der verwendeten Lamellenwärmeüberträger. Links: Fluchtend; Rechts: Versetzt.	38

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 3-20:	Pufferbehälter und Druckhaltestation	40
Abbildung 3-21:	Schematische Darstellung eines Dampfstrahlverdichters	42
Abbildung 3-22:	Foto der DSKM	42
Abbildung 3-23:	DSC-Messung des verwendeten PCS	44
Abbildung 3-24:	Foto des Latentkältespeichers	45
Abbildung 3-25:	Foto der Druckhaltung des Latentkältespeichers	46
Abbildung 3-26:	Verfahrensschema BG Dampferzeugung	48
Abbildung 3-27:	NPSH in Abhängigkeit von Volumenstrom und Drehzahl der Pumpe P3	53
Abbildung 3-28:	Verfahrensschema DSKM	55
Abbildung 3-29:	Verfahrensschema Kälteabnahme	58
Abbildung 3-30:	Verfahrensschema externer Kühlkreis	60
Abbildung 4-1:	Dampfverbrauch und Wärmeverhältnis einer DSKM in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur; basierend auf Daten aus [GEA Wiegand 2012]	63
Abbildung 4-2:	Wärmeverhältnis in Abhängigkeit des Dampfverbrauchs; basierend auf Daten aus [GEA Wiegand 2012]	64
Abbildung 4-3:	Häufigkeitsverteilung des Teillastverhältnisses in Europa und entsprechendes Wärmeverhältnis (EER-Wert) nach und European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER-Wert)	65
Abbildung 4-4:	Rückkühlwerke für das Kühlwasser der DSKM	68
Abbildung 4-5:	Investitionskosten der Rückkühlsysteme	71
Abbildung 4-6:	Betriebs- und Kapitalkosten Rückkühlsysteme	74
Abbildung 4-7:	Gestehungskosten der Rückkühlsysteme	74
Abbildung 5-1:	Outdoor-Versuchsstand der Firma Ritter [Bauer 2015]	76
Abbildung 5-2:	Verfahrensschema des Versuchsaufbaus [Bauer 2015]	77
Abbildung 5-3:	Prozessverlauf im T,s-Diagramm [Dong 2011]	78
Abbildung 5-4:	Einzelne Versuchstage mit Standardkollektor CPC Allstar 40 [Dong 2011]	81
Abbildung 5-5:	Vergleich gemessene Wirkungsgrade mit Kennlinien des Standardkollektors CPC Allstar 40 [Dong 2011]	82
Abbildung 5-6:	Einzelne Versuchstage mit dem Solarkollektor AquaPlasma [Dong 2011]	82
Abbildung 5-7:	Minitestkammer Heraeus Vötsch VMT 07/35	84
Abbildung 5-8:	Bilder von LICOCENE 4201 vor den Versuchen im Ofen (links) und nach dem zweiten, vierten und sechsten Versuch bei 180 °C mit Luftkontakt	85
Abbildung 5-9:	Versuchsergebnisse von LICOCENE 4201 nach 34 Zyklen	85
Abbildung 5-10:	Polyethylen-Stangen vor der Anwendung	87
Abbildung 5-11:	Aufbau des Laborspeichers	88
Abbildung 5-12:	Gealterte Polyethylen Stäbe nach der Anwendung im Speicher	88

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-13: Stereomikroskopaufnahme der Oberflächenstruktur der Probe [Müller 2011] 89
Abbildung 5-14: Bilder von PE-HD Stangen vor dem Versuch im Ofen (links) und nach dem Versuch bei 140 °C 90
Abbildung 5-15: Bilder von PE-UHMW (PE 1000) Stangen vor dem Versuch im Ofen (links) und nach dem Versuch bei 140 °C 90
Abbildung 5-16: Versuchsstand im Technikumsmaßstab 92
Abbildung 5-17: Verfahrensfließbild des Technikumsspeichers – Querumströmt 93
Abbildung 5-18: Detaildarstellungen des Speichers a und b Anordnung der PE-Stangen mit Markierung der Stangen mit Temperaturmessstellen (1-4); c Dampflanze zum Beladen des Speichers; d Düsen des Entladesystems. 94
Abbildung 5-19: Be- und Entladeversuche im querumströmten Speicher. 95
Abbildung 5-20: Umrüstung auf Entladung mit überhitztem Wasser aus Dampferzeuger. 96
Abbildung 5-21: Be- und Entladeversuche im querumströmten Speicher mit Entladung über Heißwasser aus Dampferzeuger. 97
Abbildung 5-22: Betriebsbereich der DSKM und nutzbarer Bereich für den Latentwärmespeicher im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm für Wasser [Koffler 2012]. 98
Abbildung 5-23: Details aus dem Speicher a Rost und Materialveränderungen der Stangen b Verstopfung in den Düsen. 99
Abbildung 5-24: Betriebsbereich der DSKM und nutzbarer Bereich für den Latentwärmespeicher im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm für Wasser, überarbeitetes Konzept [Koffler 2012]. 100
Abbildung 5-25: Schema der Technikumsanlage in der optimierten Version. 101
Abbildung 5-26: Speichermodul mit PE- Stäben a als CAD-Modell in der Vollschnittdarstellung, b als Originalmodul mit PE-Stäben und Temperaturmessstellen in der Draufsicht. 101
Abbildung 5-27: Lamellenwärmeübertrager a ohne Polyethylen, b mit Polyethylen Füllung. 103
Abbildung 5-28: Die Dampfmassenströme (Abb. a) oben) beim Entladen und die Temperaturen (Abb. b) unten) im Speichermaterial aller vier untersuchten Varianten. 104
Abbildung 5-29: Versuchsanlage, DSKM im Technikum bei Fraunhofer UMSICHT 108
Abbildung 5-30: Versuchsanlage, vereinfachtes Verfahrensschema 109
Abbildung 5-31: Dispersionsprobe, 1. vor dem Vakuum, 2. während des Vakuums und 3. nach dem Vakuum 110
Abbildung 5-32: Blick in den Verdampfer B1, vor Inbetriebnahme (links) und während des Betriebs (rechts) 111
Abbildung 5-33: Leistungsdiagramm Hyco ML86.48 (www.hyco.de) 115

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 5-34: Thermographie der Membran-Vakuumpumpe (links: Gesamtansicht, rechts: Pumpenkopf) 115
Abbildung 6-1: Meteorologische Daten am 01.07.2015 118
Abbildung 6-2: Dampferzeugung und Betriebszeit der DSKM am 01.07.2015 118
Abbildung 6-3: Dampferzeugung und Füllstände am 01.07.2015 120
Abbildung 6-4: Kälteeinspeisung am 01.07.2015 121
Abbildung 6-5: Kälteleistung DSKM, Heizleistung DSKM und Leistung RKW am 01.07.2015 122
Abbildung 6-6: Wärmeverhältnis und Treibdampfdruck 122
Abbildung 6-7: Rückkühlbedingungen 124
Abbildung 6-8: Wärmeverhältnis der solar betriebenen DSKM aufgetragen über a) Treibdampfdruck b) Gegendruck und c) Kaltwassertemperatur 125
Abbildung 6-9: Mittleres Wärmeverhältnis an verschiedenen Messtagen 126
Abbildung 6-10: Außen- und Feuchtkugeltemperatur sowie Austrittstemperatur Verdampfer und Eintrittstemperatur Kondensator am 09.07.2015 128
Abbildung 6-11: Kälteleistung und Betriebszeit der Strahlverdichter am 09.07.2015 128
Abbildung 6-12: Solarstrahlung, Temperaturen und Volumenstrom am 15.07.2015 129
Abbildung 6-13: Ein- und Ausspeiseleistung und gespeicherte bzw. abgegebene Wärmemenge am 15.07.2015 130
Abbildung 6-14: Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausgang im Vergleich zu SM123 und SM45 am 15.07.2015 130
Abbildung 6-15: Vergleich der Belade-leistung zwischen SM123 und SM45 131
Abbildung 6-16: Vergleich der gespeicherten Wärme zwischen SM123 und SM45 131
Abbildung 6-17: Vergleich des Verlaufs der volumetrischen Beladeleistung 132
Abbildung 6-18: Temperaturdifferenz beim Entladen 132
Abbildung 6-19: Vergleich der Entlade-leistung zwischen SM123 und SM45 133
Abbildung 6-20: Vergleich der abgegebenen Wärme zwischen SM123 und SM45 133
Abbildung 6-21: Vergleich des Verlaufs der volumetrischen Entladeleistung 134
Abbildung 6-22: Ergebnisse der Temperaturverläufe vor und nach der Anwendung 135
Abbildung 6-23: Betrieb der DSKM und des Latent-kältespeichers am 12.06.2015 136
Abbildung 6-24: Betriebstemperaturen des Latent-kältespeichers und der Kaltwassertrasse am 12.06.2015 137
Abbildung 6-25: Vergleich von Messdaten und berechneten Daten 140
Abbildung 6-26: Vergleich PSC-Speicher mit Wasserspeicher; Ladeleistung 50 kW 141

© Fraunhofer UMSICHT

Abbildung 7-1:	Klimadaten der Untersuchungsstandorte	143
Abbildung 7-2:	Grundriss des Bürogebäudes [Joemann 2015]	144
Abbildung 7-3:	Jahreskühlbedarf, spezifischer Kühlbedarf und maximale Kühllast	145
Abbildung 7-4:	Geordnete Jahresdauerlinien des Kühlbedarfs	145
Abbildung 7-5:	Solare Deckung in Abhängigkeit der spezifischen Kollektorfläche und der Dimensionierung der DSKM	151
Abbildung 7-6:	Kühlbedarf, Kälteerzeugung und Wärmeverhältnis im Jahresverlauf	153
Abbildung 7-7:	Durchschnittswerte der tägliche Einstrahlungssumme, des Tagesnutzungsgrad des Solarfelds und tägliche Wärmebereitstellung des Solarfelds	154
Abbildung 7-8:	Erreichbare Stromeinsparung gegenüber dem Referenzsystem	155
Abbildung 7-9:	Spezifische Break-Even-Investitionskosten bek solarer Kühlsysteme in Abhängigkeit der prozentualen Stromeinsparung und der Volllaststundenzahl	159

© Fraunhofer UMSICHT

12 Anhang

12.1 Quellcode zu Kapitel 6.3

```
Function Tpcm2(tpcm1, dQr, mpcm, cpl, cps, hf, tpmu, tpml, dQlat)

Dim dt, dQ, dQ1, dQrest, ml1, Tgr As Variant

ms1 = mpcm * (tpmu - tpcm1) / (tpmu - tpml)
ml1 = mpcm - ms1


If dQr < 0 Then
    If tpcm1 < tpml Then
    Tgr = tpml
    dQ1 = mpcm * cps * (tpcm1 - Tgr)
        If dQ1 > dQr Then
        dQrest = dQr - dQ1
        dt = -dQrest / dQlat * (tpmu - tpml)
        Tpcm2 = Tgr + dt
        Else
        dt = -dQr / (mpcm * cps)
        Tpcm2 = tpcm1 + dt
        End If

    ElseIf tpcm1 < tpmu Then
    Tgr = tpmu
    dQ1 = dQlat * (tpcm1 - tpmu) / (tpmu - tpml)
        If dQ1 > dQr Then
        dQrest = dQr - dQ1
        dt = -dQrest / cpl / mpcm
        Tpcm2 = Tgr + dt
        Else
        dt = -dQr / dQlat * (tpmu - tpml)
        Tpcm2 = tpcm1 + dt
        End If

    Else
    dt = -dQr / cpl / mpcm
    Tpcm2 = tpcm1 + dt
    End If
ElseIf dQr > 0 Then
    If tpcm1 > tpmu Then
    Tgr = tpmu
    dQ1 = -mpcm * cpl * (Tgr - tpcm1)
        If dQ1 < dQr Then
        dQrest = dQr - dQ1
        dt = -dQrest / dQlat * (tpmu - tpml)
        Tpcm2 = Tgr + dt
        Else
        dt = -dQr / mpcm / cpl
        Tpcm2 = tpcm1 + dt
        End If

    ElseIf tpcm1 > tpml Then
    Tgr = tpml
    dQ1 = dQlat * (tpcm1 - tpml) / (tpmu - tpml)
        If dQ1 < dQr Then
        dQrest = dQr - dQ1
        dt = -dQrest / cps / mpcm
        Tpcm2 = Tgr + dt
        Else
        dt = -dQr / dQlat * (tpmu - tpml)
        Tpcm2 = tpcm1 + dt
        End If
    Else
    dt = -dQr / cps / mpcm
    Tpcm2 = tpcm1 + dt
    End If
Else
dt = 0
Tpcm2 = tpcm1
End If

End Function
```

12.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Kostenangaben und Kostenfunktionen nach [Joemann 2015]

Kostenposition	Kosten bzw. Kostenfunktion	Einheit	Quelle
KWS	$1055{,}81 \cdot \dot{Q}_{0,KKM}{}^{-0{,}371} + 123{,}12$	€/kW	[Henning et al. 2013]
Balance of Plant	20 % der Investitionskosten	%/€$_{Invest}$	Annahme
Planung Ref.	10 % der Investitionskosten	%/€$_{Invest}$	[Wiemken et al. 2013]
Installation KWS	30 % der Investitionskosten	%/€$_{Invest}$	[Wiemken et al. 2013]

© Fraunhofer UMSICHT

12.3 Veröffentlichungen und Preise

Die Projektergebnisse wurden auf den folgenden Konferenzen vorgestellt:

- DKV Tagung 2011
  - Titel: Prozessdampf-und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern
  - Autoren: T. Oezcan, W. Korejba, M. Kettner, M. Kauffeld
- SHC 2012
  - Titel: Latent heat and cold storage in a solar-driven steam jet ejector chiller plant
  - Autoren: C. Pollerberg, M. Kauffeld, T. Oezcan, M. Koffler, L.G. Hanu, C. Doetsch
- DKV Tagung 2012
  - Titel: Entwicklung eines Latentwärmespeichers für hohe Temperaturen
  - Autoren: T. Oezcan, M. Koffler, M. Kauffeld
- DKV Tagung 2015
  - Titel: Prozessdampf- und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern – Ergebnisse
  - Autoren: T. Oezcan, M. Joemann, C. Pollerberg, M. Kauffeld
- SHC 2015
  - Titel: Process steam and chilled water production with CPC-collectors, steam jet ejector chiller and latent heat storages
  - Autoren: M. Joemann, C. Pollerberg, M. Kauffeld, T. Oezcan
- In Vorbereitung:
  - PCM Tagung 2016 an der Hochschule Karlsruhe (inkl. Anlagenbesichtigung)
  - Beitrag auf IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants 2016

Ferner wurde über das Projekt und die Projektergebnisse wie folgt publiziert:

- Kauffeld, M.; Kettner, M.; Özcan, T.; Korejba, W.: Prozessdampf-und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern; DKV Tagungs-CD 2011 – Aachen (Februar 2012)
- Clemens, P.; Kauffeld, M.; Oezcan, T.; Koffler, M.; Hanu, L.G.; Doetsch, C.: Latent Heat and Cold Storage in a Solar-Driven Steam Jet Ejector Chiller Plant; Energy Procedia, Volume 30, 2012, Pages 957-966
- Kauffeld, M.; Özcan, T.; Koffler, M.: Entwicklung eines Latentwärmespeichers; DKV Tagungs-CD 2012 – Würzburg (Februar 2013)

- Kauffeld, M.; Oezcan, T.; Koffler, M.: Entwicklung eines Latentwärmespeichers für hohe Temperaturen, Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft. Forschung aktuell 2014. ISSN 1613-4958Bla
- Özcan, T.; Kauffeld, M.: Prozessdampf- und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern – Ergebnisse; DKV Tagungs-CD 2015 – Dresden, (Februar 2016)
- Joemann, M.; Pollerberg, C.; Kauffeld, M.; Oezcan, T.: Process steam and chilled water production with CPC-collectors, steam jet ejector chiller and latent heat storages; Energy Procedia, voraussichtlich 2016
- Werbefilm auf dem YouTube-Kanal der Hochschule Karlsruhe
  URL: https://www.youtube.com/watch?v=Yid2g8UhcU8
- Abschlusskolloquium zum Projekt an der Hochschule Karlsruhe am 28.10.2014:

  1. Michael Kauffeld, Hs Karlsruhe - Begrüßung
  2. Hans Martin Henning, Fraunhofer ISE - Solare Kälteerzeugung - Ein Überblick
  3. Clemens Pollerberg, Fraunhofer UMSICHT - Vorstellung des Projektes „ProSolarDSKM“ und der Projektpartner
  4. Thilo Dietzmann, GEA Wiegand – Dampfstrahlkältemaschine
  5. Barbara Zeidler-Fandrich, Fraunhofer UMSICHT - Latentkältespeicher mit einer Paraffin/Wasser-Dispersion
  6. Tunay Özcan, Hs Karlsruhe - Latentwärmespeicher bei 130 °C
  7. Irmgard Bauer, Ritter Energie- und Umwelttechnik - Solare Dampferzeugung
  8. Michael Joemann, Fraunhofer UMSICHT - Zusammenspiel aller Komponenten- Erste Ergebnisse mit der Gesamtanlage

  URL: https://www.hs-karlsruhe.de/prosolar.html

Das Projekt und die Entwicklungen wurden mit drei Preisen geehrt:

- OTTI-Innovationspreis 2015
- Intersolar Award 2015
- Forschungspreis der Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft 2015

© Fraunhofer UMSICHT

12.4 Abschlussbericht Ritter

© Fraunhofer UMSICHT

Schlussbericht

Demonstration einer Prozessdampf- und Kälteerzeugung mit Solarkollektoren, Dampfstrahlkältemaschine und latenten Wärmespeichern;
TP 2: Entwicklung und Realisierung eines Solarkollektorfeldes zur Prozessdampferzeugung

Verbundvorhaben
Förderkennzeichen 033RI0908B

Projektdauer: 01.01.2010 bis 31.12.2014

Erstellt am 05.02.2015

Autorin: Irmgard Bauer

Gefördert vom
Bundesministerium für Bildung und Forschung

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Inhalt

Formelzeichen, Indizes, Abkürzungen 3

Zusammenfassung 5

1 Einleitung 6

2 Stand der Technik 8

3 Zielstellung und Projektverlauf 13

Arbeitspaket 2 – Entwicklung VRK 15

Paket 2a) Technische und sicherheitstechnische Klärung 15

Paket 2b) Vorversuche zur Prozessdampferzeugung 17

Paket 2c) „Direkt“ versus „Indirekt“ 31

Paket 2d) Konzeptentwicklung zur Prozessdampferzeugung 36

Arbeitspaket 3 – Planung Kollektorfeld 39

Paket 3a) Verfahrenstechnische Planung des Kollektorfelds 39

Paket 3b) Detailauslegung des Kollektorfelds 39

Arbeitspaket 7 – Montage der Gesamtanlage 44

Paket 7a) Ausschreibung und Bestellung der Einzelkomponenten 44

Paket 7b) Montage und Bauüberwachung 44

Paket 7c) Funktionstests 52

Arbeitspaket 8 – Inbetriebnahme 53

Paket 8a) Inbetriebnahme und erste Versuchsfahrten 53

Arbeitspaket 9 – Demonstrationsbetrieb 55

Paket 9a) Demonstrationsbetrieb und Betriebsbetreuung 55

Paket 9b) Messdatenerfassung 55

Arbeitspaket 10 – Auswertung Betrieb 56

Paket 10a) Betriebsbewertung und Optimierungspotenziale 56

Paket 10 b) Umsetzung von Optimierungsmaßnahmen 56

Paket 10 c) Technologiebewertung 61

4 Literaturverweise 62

5 Abbildungsverzeichnis 64

6 Tabellenverzeichnis 65

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei der Autorin.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Formelzeichen, Indizes, Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a_1	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
a_2	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K^2
A	Fläche	m^2
c	spezifische Wärmekapazität	kJ/kgK
d	Durchmesser	m
E	Solareinstrahlung auf festgelegte Ebene, z.B. Kollektorebene	W/m^2
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
I	Strom	mA
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
p	Druck	N/m^2
q	spezifische Wärme	kJ/kg
Q	Wärmeenergie	J
$\dot{Q}$	Wärmeleistung	W
r	Verdampfungswärme	kJ/kg
s	Entropie	kJ/kg
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
U	Umfang	m
v	Geschwindigkeit	m/s
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
V	Volumen	m^3
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3/s
w	spezifische Arbeit	kJ/kg
x	Dampfgehalt	

Griechische Formelzeichen

Δ	Differenz	
η	Wirkungsgrad	
η_0	Konversionsfaktor	
ϑ	Temperatur	°C
ρ	Dichte	kg/m^3

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Indizes

Aus	Ausschalten
abs	absolut
d	Tag
d	direkt
Ein	Einschalten
eq	äquivalent
Global	globale, d.h. gesamte (= direkte + diffuse) Solarstrahlung
hw	Heißwasser
i	Zählindex
K	Kollektor
m	gemittelt
max	maximal
min	minütlich
p	Druck / druckabhängig
P	Pumpe
R	Rohr
s	Sattdampf
sol	Solar
th	thermisch
U	Umgebung
ü	überhitzen
Ü	Überdruck
v	verdampfen
W	Wasser
zu	zugeführt

Abkürzungen

ADG	Ausdehnungsgefäß
DSKM	Dampfstrahlkältemaschine
CPC	“Compound Parabolic Concentrator“
Glg.	Gleichung
i.d.R.	in der Regel
LB	Laborgebäude Bauingenieurwesen

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Zusammenfassung

Innerhalb dieses vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Projekts wurde zum ersten Mal weltweit eine Anlage zur Klimatisierung erstellt, die als alleinigen Antrieb einer Dampfstrahlkältemaschine Dampf nutzt, der in einer solaren Großanlage mit Vakuumröhrenkollektoren durch Direktverdampfung erzeugt wird.

Die direkte Dampferzeugung im Kollektorfeld wurde gewählt aufgrund der im theoretischen Vergleich mit der indirekten Dampferzeugung in einer Dampftrommel gefundenen Vorteile.

Die Vorteile der direkten Dampferzeugung sind eine gesteigerte Effizienz bei geringerem apparativem Aufwand, die Verminderung des Verbrauchs an elektrischer Energie für die Solarpumpe durch den geringen Massenstrom und bessere Regelungsmöglichkeiten durch die stufenlose Anpassung der Überhitzungszone an den Dampfbedarf.

Mit den Vorversuchen wurden die Leistungsfähigkeit der Vakuumröhrenkollektoren auch im mittleren Temperaturbereich und die Möglichkeiten der direkten Dampferzeugung mithilfe von Vakuumröhrenkollektoren gezeigt. Es wurde ein Konzept zur Regelung einer solarthermischen Großanlage zur direkten Dampferzeugung entwickelt und im Demonstrationsbetrieb der solaren Großanlage an der Hochschule Karlsruhe getestet.

Die solare Großanlage wurde im Hinblick auf die neue Anwendung angepasst, geplant und aufgebaut.

Im Demonstrationsbetrieb an der Hochschule Karlsruhe konnte gezeigt werden, dass die Anwendung der Vakuumröhrenkollektoren als Dampferzeuger in einer solaren Großanlage möglich ist. Durch Analyse der erreichten Ergebnisse konnten erste Optimierungen umgesetzt werden.

Die bisher mit der Karlsruher Anlage erreichten Leistungen entsprechen, bei einer Anlagengröße von 394 m² Bruttokollektorfläche beziehungsweise 360 m² Aperturfläche, jährlichen Energiegewinnen von mindestens 160 MWh Wärme. Dieser jährliche Energiegewinn entspricht einem flächenbezogenen Wert von 444 kWh pro m² Aperturfläche und Jahr.

Damit wurde die Möglichkeit eröffnet, solare Wärme in einem für die Solarthermie neuen Marktsegment in Form von Dampf zur Verfügung zu stellen. Es gibt dort jetzt, wie im Bereich Warmwasser, die Möglichkeit, große Mengen an Primärenergie zu substituieren und entsprechende CO_2-Einsparungen zu erreichen.

Die Umsetzbarkeit der Anwendung „Direkte Dampferzeugung“ mit einer solaren Großanlage wurde gezeigt und zusätzlich wurden Einblicke in die Möglichkeiten der Kombination aus Solardampf als Antriebsenergie und einer Dampfstrahlkältemaschine zur Kälteerzeugung gewonnen.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

1 Einleitung

Seit der Ölkrise in den 70-er Jahren, der ebenfalls um diese Zeit beginnenden Kontroverse um Atomkraftwerke und der Entstehung der Umweltbewegung, ist die Diskussion über die Zukunft der Energieversorgung in der deutschen Öffentlichkeit angekommen.

Nach ca. 40 Jahren ist es dort heute Konsens, dass diese Zukunft nur in der vermehrten Nutzung erneuerbarer Energien liegen kann. Kontroversen gibt es allerdings noch über die Art und Geschwindigkeit der Umstellung von den „alten“ konventionellen zu den „neuen“ erneuerbaren Energien. Der Begriff „neu“ beinhaltet, dass die Möglichkeiten dieses Feldes noch nicht bis ins Detail bekannt sein können und dass noch viel Erkundungs- bzw. Forschungsarbeit geleistet werden muss.

Das in diesem vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Projekt durchgeführte Vorhaben tut einen weiteren Schritt in diese Richtung und hat zum ersten Mal weltweit eine Anlage zur Klimatisierung erstellt, die als alleinigen Antrieb einer Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) Dampf nutzt, der direkt in Vakuumröhrenkollektoren erzeugt wird. Damit gehört die Anlage zu den rein regenerativ betriebenen, abzusehen ist lediglich von der elektrischen Energie für die Regelung und für Ventil-, Pumpen- und Ventilatorantriebe, die aus dem Netz entnommen wird. Ein Teil dieser Energie ist heute schon regenerativ erzeugt. Bei weiteren Projekten könnte sie jedoch auch ersetzt werden durch vor Ort aus Sonnenenergie gewonnenen Strom.

Für die Firma Ritter war das Projekt interessant, um die Leistungsfähigkeit ihrer Kollektoren – auch im mittleren Temperaturbereich - zu demonstrieren, um die Möglichkeiten der Dampferzeugung mithilfe von Vakuumröhrenkollektoren auszuloten und um Einblicke in die Umsetzbarkeit und die vielversprechenden Möglichkeiten der relativ wenig erforschten Kombination aus solarer Wärme als Antriebsenergie und der Verwendung einer DSKM zur Kälteerzeugung zu erlangen.

Erste Aussagen zum Potential dieser Kombination lagen vor durch Ergebnisse des unter dem AZ 22692 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Forschungsvorhabens „Untersuchung und Optimierung eines Verfahrens zur solaren Kälteerzeugung auf Basis von Parabolrinnenkollektoren und einer Dampfstrahlkältemaschine“ [POL1] und des unter dem FöKZ 0329609A (bis C) geförderten Forschungsvorhaben „P3 – Pilotanlage zur solaren Prozesswärmeerzeugung mit Parabolrinnenkollektoren“ [KRU1].

Durch die Verwendung von Vakuumröhrenkollektoren in diesem Projekt sollten die Vorteile dieser Kollektoren für das Gesamtsystem gezeigt werden. Sie entstehen dadurch, dass diese Kollektoren direkte und diffuse Strahlung gleichermaßen nutzen. Im Vergleich zu konzentrierenden Systemen, die nur direkte Strahlung nutzen können, wird die Nutzung eines höheren Anteils der Gesamtsolarstrahlung ermöglicht. Dies kommt besonders in unseren Breiten zum Tragen, wo die diffuse Strahlung einen großen Teil der Gesamtstrahlung ausmacht.

Die Hauptaufgaben der Firma Ritter bestanden darin, zunächst in Freiland-Vorversuchen die Funktionalität der Dampferzeugung mithilfe von Vakuumröhrenkollektoren zu erforschen und darauffolgend die Ergebnisse der Vorversuche auszuwerten und in die Planung einer solaren Großanlage einfließen zu lassen.

Die solare Großanlage sollte den Dampf in einer für die geplante Dampfstrahlkältemaschine geeigneten Form liefern. Dazu war die Planung einer an diesen Dampfverbraucher angepassten Regelung erforderlich.

Die Planung der Komponenten und der Regelung, die Ausführungsplanung und Montage der Anlage und die Programmierung der Anlagenregelung erforderte die Kombination bisher unabhängiger Technologiebereiche. Dadurch mussten alle Beteiligten über bisherige Grenzen ihrer Kernkompetenzen herauswachsen und effektiv Schnittstellen zueinander schaffen. Dies galt für die Firma Ritter und die anderen Projektpartner, für die Hochschule Karlsruhe und die Stadt Karlsruhe als Verantwortliche für die bauliche Seite des Vorhabens, für den TÜV Süd bei der Sicherheitsprüfung und für die am Aufbau der Anlage beteiligten Firmen.

Bei der Standortwahl wurden vier mögliche Standortvarianten geprüft und deren Randbedingungen mit den Anforderungen der neuen Technologie abgeglichen. Die Anlagen- und Bauplanung wurde laufend konkretisiert und schließlich den Anforderungen für die Erteilung der Baugenehmigung am endgültigen Standort angeglichen. Die Baugenehmigung wurde im Frühjahr 2013 erteilt, worauf die Errichtung der Anlage beginnen konnte. Seit der darauffolgenden Inbetriebnahme hat die Anlage nun ihre Funktionstüchtigkeit gezeigt und wesentliche Einblicke in das Zusammenspiel der Komponenten und in die Optimierungsmöglichkeiten der Regelung gewährt.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

2 Stand der Technik

2004 erfolgte die Einführung des AquaSystems für die Warmwasserbereitung und solare Heizungsunterstützung bei Ein- und Mehrfamilienhäusern bei der Ritter Gruppe.

Im AquaSystem werden Vakuumröhrenkollektoren mit Wasser durchströmt. Auf glykolhaltiges Frostschutzmittel wird verzichtet und die Kollektoren werden direkt an den Heizwasserkreislauf angeschlossen.

Alle von der Ritter Gruppe in Deutschland verkauften Solaranlagen sind heute AquaSysteme.

Die Verwendung von Wasser als Wärmeträger vereinfacht die Befüllung und den Betrieb von solaren Großanlagen und birgt das Potential, Verdampfungsvorgänge im Wärmeträgerkreis technisch zu nutzen.

Seit Einführung des AquaSystems untersucht die Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG das Verhalten ihrer Vakuumröhrenkollektoren als Dampferzeuger. Die ersten Vorversuche fanden 2004 an einzelnen Kollektoren in Kooperation mit der Hochschule Karlsruhe statt. Im Jahr 2007 begann das vom BMBF geförderte Projekt SolarKaltOpt, FöKZ 0327406D, es beinhaltete weitere Versuche zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von einzelnen Vakuumröhrenkollektoren bei Direktverdampfung unter dem firmeneigenen Solarsimulator. [FHI1]

Innerhalb des jetzigen Forschungsprojekts sind weitere Arbeiten zur direkten Dampferzeugung und schließlich die Errichtung einer solaren Großanlage als Pilotanlage erfolgt.

Gleichzeitig wurden die Kollektoren für den Einsatz zur Bereitstellung von industrieller Prozesswärme weiterentwickelt. Diese Technik ist heute serienreif.

Durch den ganzjährig hohen Wärmebedarf bei vielen Industrie- und Gewerbebetrieben ist die Solarthermie hervorragend für die Anwendung im Bereich der Prozesswärme geeignet. Die von Ritter eingesetzte AquaSystem-Technologie lässt sich außerordentlich einfach in bestehende Systeme integrieren. Solaranlagen der Firma Ritter XL Solar eignen sich für solare Prozesswärme und Anwendungen mit Arbeitstemperaturen bis 130 °C.

Bis 2013 entstanden 35 solare Großanlagen für Prozesswärme, unter anderem für galvanische Bäder, Lackieranlagen, Anlagen zu jeder Art von Heißwasserreinigung, thermischer Trocknung, Dampfkesselunterstützung und viele mehr. Dadurch gibt es inzwischen bei Ritter umfassende Erfahrungen mit dem Einsatz der Solarwärme für industrielle Prozesse mit Solltemperaturen zwischen 70 und 130 °C.

Für die Bereitstellung solarer Prozesswärme in industriellen Umfeldern eignet sich das Aqua Solar System besonders aufgrund seiner Flexibilität. Nicht die bestehende Infrastruktur muss wegen der Solarnutzung umgebaut werden, sondern das Aqua Solar System passt sich effektiv an sie an. So bleiben die Investitionskosten im Rahmen und die Potentiale zur Reduzierung der Betriebskosten und Verbesserung der Umweltbilanz können optimal ausgeschöpft werden. Das Interesse an diesen Vorteilen und an der aktiven Teilhabe an der Energiewende wächst in der Industrie ständig.

So zitiert die Internetseite der Firma Ritter XL Solar [RXL1] den Geschäftsführer der Hustert Galvanik GmbH, Dipl.-Ing. Ralf Thüsing, folgendermaßen: „Mit der Solaranlage verbessern wir die Umweltbilanz unserer Produktion und zugleich reduzieren wir unsere hohen Energiekosten. Verantwortung für die Umwelt zu übernehmen gehört zu den Grundprinzipien unseres Familienbetriebs für Galvanik." Bei dieser Firma verrichtet eine 221 m²-Solaranlage zur Bereitstellung von Wärme für galvanische Prozesse seit 2011 ihren Dienst in Rahden in Nordrhein-Westfalen. Die Solltemperatur für die galvanischen Bäder beträgt 80 °C. 45 Vakuumröhrenkollektoren mit zusammen 221 m² Bruttofläche speisen dafür mit 90 °C Vorlauftemperatur direkt in die hydraulische Weiche der bestehenden Kesselanlage ein. Da die Leistung der Solaranlage fast immer unter dem Bedarf liegt, kann auf ein Speichersystem verzichtet werden. Sommerliche Ertragsspitzen durch das Kollektorfeld werden in den Tauchbecken abgepuffert. Der Jahresertrag der Solaranlage liegt bei 95.000 kWh, die CO_2-Ersparnis bei 35 Tonnen pro Jahr. Unter Berücksichtigung des Jahresnutzungsgrades der Heizkesselanlage werden ca. 12.500 Liter Öl pro Jahr weniger gebraucht.

Ein weiteres Beispiel wird bei Ritter XL Solar mit der solaren Prozesswärmeanlage bei der Schweizer Firma Zehnder Group AG genannt [RXL2]. Der Raumklimaspezialist in Gränichen, Kanton Aargau, nutzt die solare Wärmelieferung der im Juli 2012 in Betrieb genommenen 394 m²-Solaranlage für die Beheizung einer Eisenmann Lackieranlage.

Die Solaranlage ist hydraulisch wie ein weiterer Heizkessel in die Wärmezentrale von Zehnder eingebunden. Um das gesamte solare Wärmeangebot in die Prozesse einzubringen, müssen ggf., z.B. an Wochenenden, die Becken Spritzentfetten und Tauchentfetten über ihre Solltemperatur von 60 °C hinaus überhitzt werden. Die Überhitzung kann auf einen Maximalwert von ca. 75 °C angehoben werden. Der garantierte Mindestsolarertrag pro Jahr beträgt 400 kWh/m² Bruttokollektorfläche bei einer Solarvorlauftemperatur von 90 °C, bzw. 157,6 MWh pro Jahr für die gesamte Anlage. Dies entspricht einer Brennstoffeinsparung (Endenergie) von rund 510 kWh/m²a durch die solare Prozesswärme, bzw. 200 MWh pro Jahr oder einer Reduktion von 16.800 kg Propangas, umgerechnet etwa 20.000 Liter Heizöl oder 58.800 Kilogramm Holzschnitzel. Zusammen mit dem Förderbeitrag vom Schweizer Bundesamt für Energie rechnet sich die thermische Solaranlage von Ritter XL Solar bereits ab dem fünften Betriebsjahr.

Zu den Prozesswärmekunden der Firma Ritter XL Solar gehört auch die Kral AG, ein führender Hersteller von Schrauben-Spindelpumpen und Durchflussmessgeräten in Lustenau, Vorarlberg, Österreich. Zur Deckung des Kühlenergiebedarfs aller Wärmelasten des Unternehmens, rund 320 MWh/a, inklusive der Kühlung von über 50 Dreh-, Fräs- und Schleifautomaten, wurde ein thermisch betriebenes Kältesystem installiert. Rund ein gutes Drittel der dafür benötigten Wärmenergie wird durch eine solarthermische Großanlage erzeugt. Auch die Abwärme diverser Druckluftkompressoren wird genutzt und ebenfalls der Kältemaschine zugeführt. Der restliche Wärmebedarf wird von einem Ölkessel geliefert.

Das 550 m²-Kollektorfeld auf dem Sheddach der Produktionshalle arbeitet stets mit einer Mindesttemperatur von 90 °C um die Absorptionskältemaschine zu versorgen. Im Winterhalbjahr werden die solaren Erträge für die Heizung verwendet. Insgesamt wird seitens der solarthermischen Anlage ein jährlicher Ertrag von ca. 212 MWh erwartet, das sind ca. 420 kWh/(m_{AP}²a), für die benannten Betriebstemperaturen ein außerordentlich hoher Ertrag, den nur hocheffiziente Röhrenkollektoren

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

erzeugen können. Eingespart werden dadurch ca. 28.000 Liter Öl und 87 Tonnen CO_2-Emissionen pro Jahr.

Bei den Prozesswärmeanwendungen für Lackier-, Galvanik-, Wasch- und Entfettungsanlagen, bei der Unterstützung von Nah- und Fernwärmenetzen und von Warmwasseranlagen für Großverbraucher, wie z.B. Fitness- und Badeparks, Wohnheime und Wohnanlagen, Krankenhäuser und Großkantinen und auch als Wärmelieferant für Anlagen der solaren Kühlung haben sich die Vakuumröhrenkollektoren von Ritter inzwischen bewährt. Auf der Internetseite von Ritter XL Solar [RXL1] werden zahlreiche weitere Beispiele dafür genannt, wobei die Anlagen oft Wärme und Kälte – je nach Bedarf – liefern. Dabei werden allerdings zur Kühlung bisher nur Adsorptions- oder Absorptionsanlagen verwendet. Die im Rahmen dieses Projekts an der Hochschule Karlsruhe errichtete Anlage mit Dampfstrahlkältemaschine stellt also einen wichtigen Schritt zur Demonstration und weiteren Erforschung der Vielfalt der Möglichkeiten solarer Kühlung dar.

Die bisher errichteten Anlagen zur Kühlung mit Dampfstrahlapparaten konzentrieren sich auf die Nutzung von Abwärme oder Restwärme, z.B. in Gera [NOE1] oder Dänemark [LUN1], während die Kombination mit solarer Antriebswärme in Pilotprojekten bisher auf konzentrierende Systeme beschränkt blieb [POL1,KRU1].

Konzentrierende Solarkollektoren sind Kollektorsysteme, die die Solarstrahlung mittels Spiegel in einem Brennpunkt fokussieren und so die Energiedichte der Solarstrahlung erhöhen. Dabei kann nur die direkte Strahlung der Solarstrahlung fokussiert werden, diffuse Solarstrahlung beleibt ungenutzt.

Die Solarstrahlung trifft dann, wie bei nicht konzentrierenden Solarkollektoren, auf einen Absorber, der die Strahlung in Wärme konvertiert. Die spezifische Absorberfläche der konzentrierenden Solarkollektoren bezogen auf die Aperturfläche ist dabei deutlich kleiner als bei nicht konzentrierenden Solarkollektoren. Daraus resultiert die Möglichkeit, Wärme auf einem höheren Temperaturniveau zu erzeugen. Nachteile der konzentrierenden Solarkollektoren sind, dass sie nur die direkte Solarstrahlung nutzen können und dem Sonnengang entsprechend nachgeführt werden müssen. Der Anteil der direkten Strahlung an der Globalstrahlung (gesamte Solareinstrahlung) ist stark vom Anlagenstandort abhängig.

Vakuumröhrenkollektoren nutzen die Globalstrahlung, also neben der direkten Strahlung auch die diffuse Strahlung. Sie müssen dem Sonnengang nicht nachgefahren werden. Ein etwaiger geringerer Wirkungsgrad bei der Prozesswärmeerzeugung über 100 °C wird durch eine einfachere Betriebsweise der Kollektoren und Nutzung eines größeren Solarstrahlungsangebots wettgemacht.

Die verwendeten Vakuumröhrenkollektoren „AquaPlasma“ sind nach EN 12975 geprüft und mit dem europaweit anerkannten Label „Solar Keymark“ durch DIN Certco zertifiziert.

Der Aufbau einer Vakuumröhre ist schematisch in Bild 2-1 dargestellt.

Durch das Thermoskannenprinzip und die selektive Beschichtung auf der inneren Röhre sind die thermischen Verluste minimal. So werden Temperaturen im Stillstand bis 350 °C erreicht.

Das Wärmeträgermedium fließt durch Edelstahlregister, die U-förmig in den Thermoskannen liegen. Sie sind umgeben von einem Wärmeleitprofil. Bei einem Röhrenbruch kann daher keine Flüssigkeit austreten. Die Röhre wird einfach abgezogen und durch eine neue ersetzt.

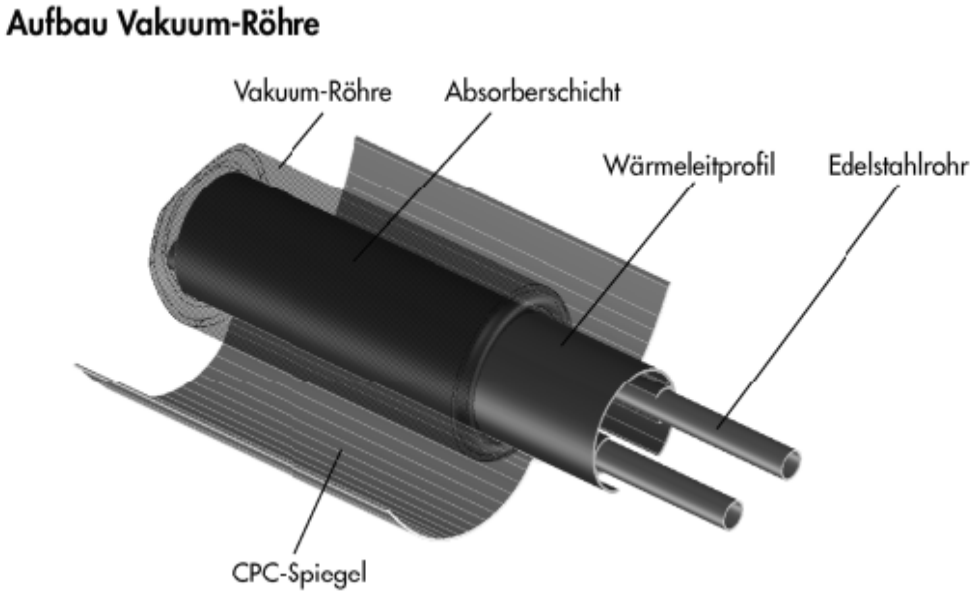


Bild 2-1. Vakuumröhre und Register [GRU1]

Die Kollektoren nutzen durch CPC-Spiegel auch diffuses und direktes seitliches Licht besonders gut (siehe Bild 2-2). Dadurch können selbst an bewölkten Tagen hohe Erträge erreicht werden.

(a) direkt / senkrecht (b) direkt / schräg (c) direkt / diffus

Bild 2-2. Reflexion der CPC Spiegel bei unterschiedlichem Lichteinfall [GRU1]

Zur Prozessdampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren sind zwei Verfahrensvarianten denkbar. Erstens kann der Solarkollektorkreislauf als Druckwasserkreislauf betrieben werden. Dabei wird das Sieden im Solarkollektor unterbunden und die Dampferzeugung erfolgt in einer dem Solarkollektorfeld nachgeschalteten Dampftrommel. Bei der zweiten Variante findet die Dampferzeugung direkt im Solarkollektor statt. In diesem Projekt wurde die zweite Variante gewählt.

Mit der solarthermisch erzeugten Prozesswärme kann konventionell erzeugte Wärme substituiert oder auch eine thermische Kältemaschine angetrieben werden.

In vielen Bereichen der Industrie ist Kälte unverzichtbar. Sie wird für die Temperierung von Hallen benötigt, in denen empfindliche Geräte stehen oder sensible Produkte verarbeitet werden, oder

auch direkt für die Produktkühlung. Ebenfalls wichtig ist die Kühlung von Schaltanlagen, Schalträumen und EDV-Anlagen, die ganzjährig gewährleistet sein muss.

Eine thermische Kältemaschine wandelt Wärme in Kälte. Hierfür werden bislang fast ausschließlich Kältemaschinen auf Basis „sorptiver“ Kältetechniken eingesetzt. Diese Kältemaschinen sind komplex und die Investitionskosten hoch.

Dagegen stellt die Dampfstrahlkältemaschine (DSKM), aufgrund ihrer einfachen baulichen Ausführung, eine interessante und potentiell kostengünstige Alternative zu den bislang ausschließlich verwendeten „sorptiven“ Kältemaschinen dar. Die DSKM nutzt Dampf als Antriebsenergie.

Kernkomponente einer DSKM ist der Strahlverdichter. Dieser fördert, wie bei konventionellen Kaltdampfmaschinen, dampfförmiges Kältemittel aus dem Verdampfer in den Kondensator der Kältemaschine. Besonderheiten bei der Verwendung eines Strahlverdichters sind, dass Wasser als Kältemittel genutzt und der Kälteprozess offen gestaltet werden kann. Damit entfallen die sonst notwendigen Wärmeübertrager zwischen Kaltwassernetz und Kältemaschine sowie zwischen Solarthermie und Kältemaschine, was zu einer einfachen, robusten und kostengünstige Bauweise führt.

Eine besondere Herausforderung dieses Projekts lag bei der regelungstechnischen Abstimmung der Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren und der Dampfabnahme der Dampfverbraucher, die hier aus der DSKM ergänzt durch einen Latentwärmespeicher bestanden. Als erste Anlage dieser Art bietet die Anlage in Karlsruhe die Möglichkeit, diese Abstimmung abhängig von jahres- und tageszeitlichen Schwankungen zu optimieren.

Um den Jahresnutzungsgrad optimal zu gestalten, wird die Anlage im Sommer zur Kühlung genutzt, während sie während der anderen Jahreszeiten bei Heizbedarf Wärme in das Heiznetz der Hochschule einspeisen kann.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

3 Zielstellung und Projektverlauf

Das Projekt hatte das Ziel, eine Pilotanlage zur solarthermischen Prozessdampferzeugung auf Basis von Vakuumröhrenkollektoren zu errichten und ihr Betriebsverhalten im Zusammenspiel mit der Kälteerzeugung zu untersuchen. Das Solarkollektorfeld wurde für eine thermische Leistung von 200 kW_{th} dimensioniert. Mit dem regenerativ erzeugten Prozessdampf wird eine DSKM zur Kaltwassererzeugung mit einer maximalen Kälteleistung von 100 kW_{th} angetrieben. Die Kälte wird zur Kühlung von Labor- und Büroräumen genutzt. Zum ersten Mal weltweit wurde eine solarthermisch angetriebene DSKM dieses Maßstabs erstellt. Die bisherigen Untersuchungen dieser Systeme beschränkten sich auf die Theorie oder kleine Versuchsanlagen.

Die Aufgaben der Fa. Ritter bestanden aus zwei Hauptarbeitspaketen:

Arbeitspaket 2 Entwicklung Vakuumröhrenkollektoren:

a) Klärung technischer und sicherheitstechnischer Rahmenbedingungen und Anforderungen an Vakuumröhrenkollektoren zur Prozessdampferzeugung

b) Vorversuche zur Prozessdampferzeugung mit einzelnen Solarkollektoren (Freiland / Indoor): Bestimmung von Wirkungsgrad, Wärmeübergang, thermischen Spannungen, Dampfparametern, etc.

c) theoretischer Vergleich der beiden Varianten direkte Dampferzeugung im Kollektorfeld und Wärmegewinnung im Druckwasserkreislauf für die indirekte Dampferzeugung

d) Konzeptentwicklung zur Prozessdampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren. Dies beinhaltet eine Bewertung der beiden unter c) genannten Varianten

Arbeitspaket 3 Planung Kollektorfeld:

a) Verfahrenstechnische Planung des Kollektorfeldes zur Prozessdampferzeugung mit einer thermischen Wärmeleistung von 200 kW_{th}

b) Detailauslegung des Solarkollektorfeldes, Planung der Anbindung des Kollektorfeldes an die Gesamtanlage

Zusätzlich beteiligten wir uns in Zusammenarbeit mit den anderen Projektpartnern an den folgenden Arbeitspaketen:

Arbeitspaket 7 Montage der Gesamtanlage:

a) Ausschreibung und Bestellung der Einzelkomponenten der Gesamtanlage

b) Montage und Bauüberwachung

c) Funktionstest der Einzelkomponenten und Anlagenteile

Arbeitspaket 8 Inbetriebnahme:

a) Inbetriebnahme des Solarkollektorfeld und erste Versuchsfahrten zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens

b) Inbetriebnahme der DSKM und erste Leistungsfahrten

c) Inbetriebnahme der Gesamtanlage und Versuchsfahrten zur Untersuchung des latenten Wärme- bzw. Kältespeichers

Arbeitspaket 9 Demonstrationsbetrieb:

a) Demonstrationsbetrieb und Betriebsbetreuung der Gesamtanlage

b) Messdatenerfassung und Auswertung zur Charakterisierung des Betriebsverhalten der Gesamtanlage, sowie der Anlagenteile

Arbeitspaket 10 Auswertung Betrieb:

a) Bewertung des Anlagenbetriebs und Identifizierung von Optimierungspotenzialen

b) Umsetzung möglicher Optimierungsmaßnahmen und Überprüfung ihrer Wirksamkeit

c) Technologiebewertung unter ökonomischen und ökologischen

Im den folgenden Kapiteln werden der Projektverlauf und die Projektergebnisse in der Reihenfolge dieser Arbeitspakete beschrieben.

Arbeitspaket 2 – Entwicklung VRK

Die Erwärmung von Wasser bei moderaten Temperaturen und Drücken ist seit vielen Jahren Stand der Technik für Solarthermie-Unternehmen in Deutschland. Weniger üblich sind immer noch Anwendungen bei höheren Temperaturen und Drücken. Auch das Hauptanwendungsfeld der Kollektoren der Fa. Ritter liegt bisher noch bei Temperaturen um 100 °C und Drücken um 1 bis 2 $bar_ü$.

Zu prüfen war in diesem Arbeitspaket also, inwiefern die geplante Nutzung, die Dampferzeugung bei max. 5 bis 6 $bar_ü$ und Temperaturspitzen des überhitzten Dampfs bis 350 °C, technisch und sicherheitstechnisch Anpassungen der bisher verwendeten Systemkomponenten erfordert. Besondere Aufmerksamkeit fiel auf die Möglichkeiten der direkten Dampferzeugung im Kollektor. Im Vergleich zur indirekten Dampferzeugung mithilfe einer Dampftrommel oder über einen Wärmeübertrager bietet diese Technik das Potential, höhere Wirkungsgrade zu erzielen, verbesserte Regelungsmöglichkeiten und die Chance, komfortabel überhitzten Dampf bei moderaten Drücken zu erzeugen.

Dazu wurde zunächst ein Vorversuch mit einem einzelnen Kollektor durchgeführt, der auf dem Gelände der Fa. Ritter als Outdoor-Versuch im Jahr 2011 aufgebaut wurde. Hinführend auf diesen Versuch fanden im Jahr 2010 und im Winter ‘10/’11 Auswahl und Test von Versuchskomponenten in den Laborräumen der Fa. Ritter statt.

Planung, Versuchsaufbau und -auswertung fanden im Rahmen der an der Universität Kassel durchgeführten Masterarbeit „Direkte Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren“ statt und sind dort detailliert beschrieben [DON1].

Der theoretische Vergleich zwischen den beiden Varianten, der direkten Dampferzeugung im Kollektorfeld und der Wärmegewinnung im Druckwasserkreislauf für die indirekte Dampferzeugung wurde anhand vereinfachter Modellbetrachtungen durchgeführt.

Ein Konzept zur Prozessdampferzeugung wurde zunächst allgemein und dann angepasst auf die Dampfabnehmer der Karlsruher Anlage entwickelt.

Im folgenden sind die einzelnen Teilbereiche dieses Arbeitspunktes dargestellt.

Paket 2a) Technische und sicherheitstechnische Klärung

Die Anwesenheit und Nutzung von heißem Dampf in einer technischen Anlage verlangt eine besondere Aufmerksamkeit in Bezug auf Ausführung und Materialwahl. Unsere eigenen umfassenden Versuche wurden deshalb ergänzt durch Materialuntersuchungen der verwendeten Kollektoren durch die MPA Stuttgart [MPA1] und Beratungen mit der Abteilung Dampf- und Drucktechnik der TÜV SÜD Industrie Service GmbH am Standort Karlsruhe.

Schon unsere frühen Versuche, beschrieben in den Abschlussberichten zweier an der Hochschule Karlsruhe durchgeführter Arbeiten, [SCH1] und [BAU1], zeigten, dass die damaligen Standard-Vakuumröhrenkollektoren ohne Modifikationen zur Dampferzeugung eingesetzt werden können. Offen blieb nach diesen Versuchen die sicherheitstechnische Klärung zur Verwendung in Großanla-

gen und die Möglichkeit, einzelne Maßnahmen zur Verbesserung von Effizienz und/oder Lebensdauer durchzuführen.

Die Untersuchungen der MPA Stuttgart ergaben, dass die für die Versuche ausgewählten Standardmaterialien trotz intensivster Beanspruchung über 3,5 Jahre mit sauerstoffreichem Fluid keine Veränderungen aufwiesen, die eine Gefahr in Form von Bauteilversagen befürchten lassen mussten.

Dennoch wurden einige Anpassungen an den Kollektorverrohrungen vorgenommen, wie z.B. die Verwendung besonders strömungsgünstiger Anschlussstücke und die Verwendung hochwertiger Edelstahlkomponenten und stärkerer Dämmung am Solarvorlauf.

Die sicherheitstechnische Klärung, gemeinsam mit dem TÜV SÜD, ergab, dass der Solarkollektor durch die Beherrschung der Stagnation kein überhitzungsgefährdeter Dampferzeuger ist. Der Zustand der Stagnation wird erreicht, wenn keine Wärme aus den Solarkollektoren abgeführt wird. Dann erreichen die Solarkollektoren eine maximale Temperatur, bei der die Wärmegewinnung und die Wärmeverluste am Solarkollektor im Gleichgewicht stehen. Dieser Betriebszustand führt nicht zur Beschädigung der Solarkollektoren. Ein Anfahren der Solaranlage aus dem Stagnationsbetrieb in den Regelbetrieb ist jederzeit möglich.

Alle den Solarkollektoren für die Wärmeversorgung nachgeschalteten Bauteile sind nicht aktiv beheizt und somit ebenfalls nicht überhitzungsgefährdet.

Die Solarkollektoren besitzen eine Bauartzulassung. Im Inneren der Solarkollektoren befindet sich ein Rohrregister mit U-Rohren aus Edelstahl, in dem die Erhitzung und Verdampfung des Speisewassers erfolgt. Diese Verrohrung stellt eine Röhrenanordnung dar, die nicht gesondert prüfpflichtig ist.

Die Anlagenkomponenten - Kollektorfeld, Wärmespeichermodule, Dampfbehälter und das dazugehörige Rohrleitungssystem bis zu den Strahlverdichtern der DSKM - wurden für die sicherheitstechnische Bewertung zu einer Baugruppe zusammengefasst, die in drei Abschnitte aufgeteilt wurde. Das waren erstens, (I), mit Dampf bis 300 °C belastete, zweitens, (II), mit Heißwasser bis 150 °C belastete und, drittens, (III), mit Wasser bis 120 °C belastete Komponenten und Rohrleitungen.

Für diese Abschnitte wurden Anforderungen an Komponenten und Rohrleitungen festgelegt. Für die Komponenten wurde jeweils eine Herstellererklärung bezüglich der Übereinstimmung mit der Richtlinie 97/23/EG, Artikel 3, Absatz 3 und guter Ingenieurspraxis gefordert. Die Herstellererklärungen wurden zu allen Komponenten geleifert.

Die Rohrleitungen mussten im Abschnitt (I) mit Zertifikat geliefert und die Schweißungen WIG-geschweißt von einem zertifizierten Schweißer durchgeführt werden. Im Abschnitt (II) wurde, bei freier Wahl von Rohrleitung und Schweißverfahren, die Durchführung der Schweißungen durch einen zertifizierten Schweißer verlangt. Im Abschnitt (III) konnten Schweißer, Schweißverfahren und Rohrleitungen frei gewählt werden.

Die Fertigstellung der Anlage wurde vom TÜV SÜD begleitet. Die Inbetriebnahme fand in zwei Schritten statt. Ende des Jahres 2013 wurde der Standardbetrieb der Solaranlage in Betrieb genommen, der keine gesonderte Prüfung erforderte. Vor Beginn der Dampferzeugung im Mai 2014 fand eine Druckprüfung der Abschnitte (I), (II) und (III) im Beisein des TÜV und die Abnahme der Anlage durch den TÜV statt.

Paket 2b) Vorversuche zur Prozessdampferzeugung

Wie in [DON1] beschrieben und hier in Auszügen dargestellt, konzentrierten sich die Vorversuche auf die Aufgabe, in einem einzelnen, intern seriell verschalteten Kollektor, Dampf mit möglichst konstanter Temperatur und gutem Wirkungsgrad zu erzeugen. Deswegen wurden die Untersuchungen auf den Zustand des Dampfs am Ausgang des Kollektors konzentriert.

Auf eine Nutzung des Dampfs bspw. durch Kühlung oder Umwandlung der im Dampf enthaltenen Energie in mechanische Arbeit wurde in unserem Kreislauf verzichtet. Nach dem Kollektor wurde ein druckregelbares Überströmventil als Drosselventil eingeplant. Die zur Dampferzeugung eingesetzte Anlage bestand aus einem umgebauten CPC 40 Allstar Kollektor als Dampferzeuger, einem Rohrregister als Verflüssigungsstrecke und einer Dosierpumpe mit vorgeschaltetem Ausgleichsgefäß. Als Arbeitsmedium wurde destilliertes Wasser verwendet, das die Anlage im geschlossenen Kreislauf durchströmt und dabei periodisch seinen Aggregatzustand wechselt.

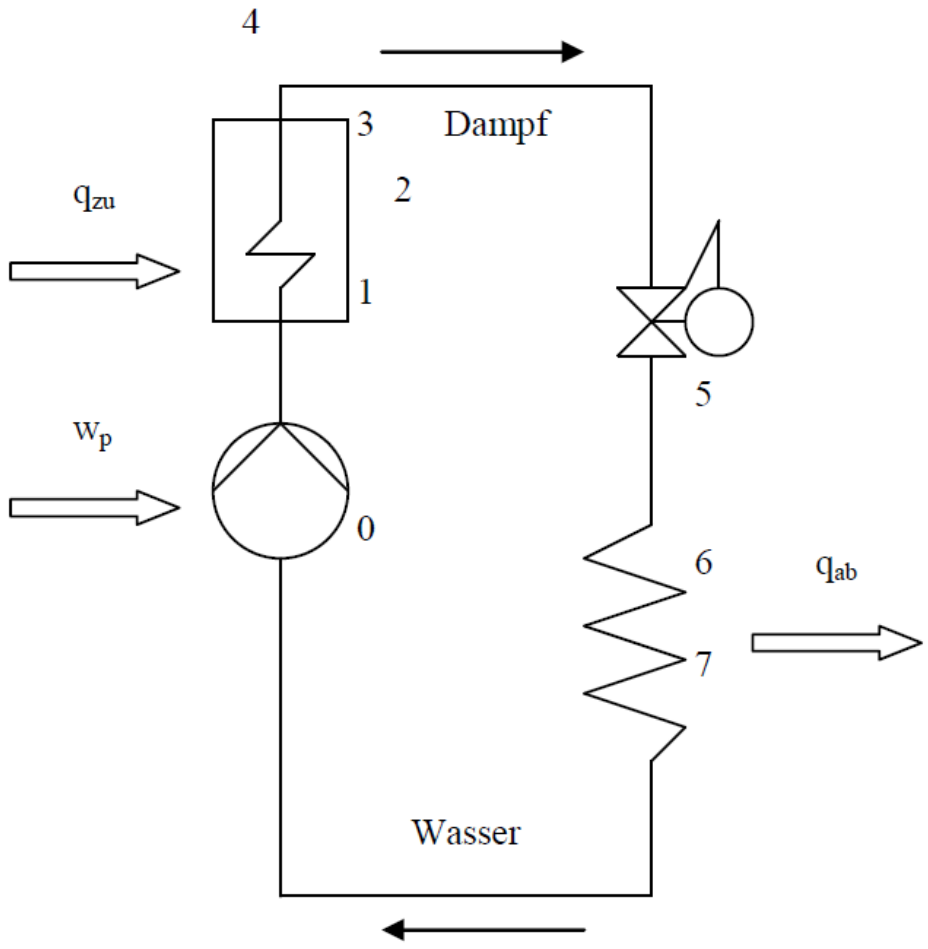


Bild 3-1. Kreislaufschema der Anlage

Der Kreislauf ist in Bild 3-1 dargestellt. Die Dosierpumpe fördert flüssiges Wasser aus dem Ausdehnungsgefäß in den Dampferzeuger und hebt den Druck auf den am Überströmventil eingestellten Sättigungsdruck an (0 → 1). Im Kollektor erfährt der Zustand des Wassers drei Änderungen. Im ersten

Teil, der Vorwärmung (1 → 2), wird das Wasser durch isobare Wärmezufuhr bis zur Sättigungstemperatur erhitzt. Danach beginnt die Dampferzeugung mit zunehmendem Dampfanteil bis zum Sattdampf (2 → 3). Die Dampferzeugung verläuft isobar und isotherm. Durch weitere Wärmezufuhr wird im dritten Teil des Dampferzeugers, dem Überhitzer, der Sattdampf isobar bei steigender Temperatur in Heißdampf umgewandelt und expandiert bis zum Kollektoraustritt (3 → 4). Anschließend wird er im druckgeregelten Überströmventil wieder entspannt (4 → 5). Zwischen dem Kollektorausgang und dem Überströmventil ist das Rohr isoliert, um eine starke Abkühlung des Heißdampfs und Kondensation zu vermeiden. Im Überströmventil wird der Druck reduziert, sodass der Dampf in der Verflüssigungsstrecke bei niedrigerer Sättigungstemperatur enthitzt (5 → 6), verflüssigt (6 → 7) und unterkühlt (7 → 0) werden kann. Am Ende der Verflüssigungsstrecke nähert sich die Temperatur des vollständig verflüssigten Fluids der Umgebungstemperatur.

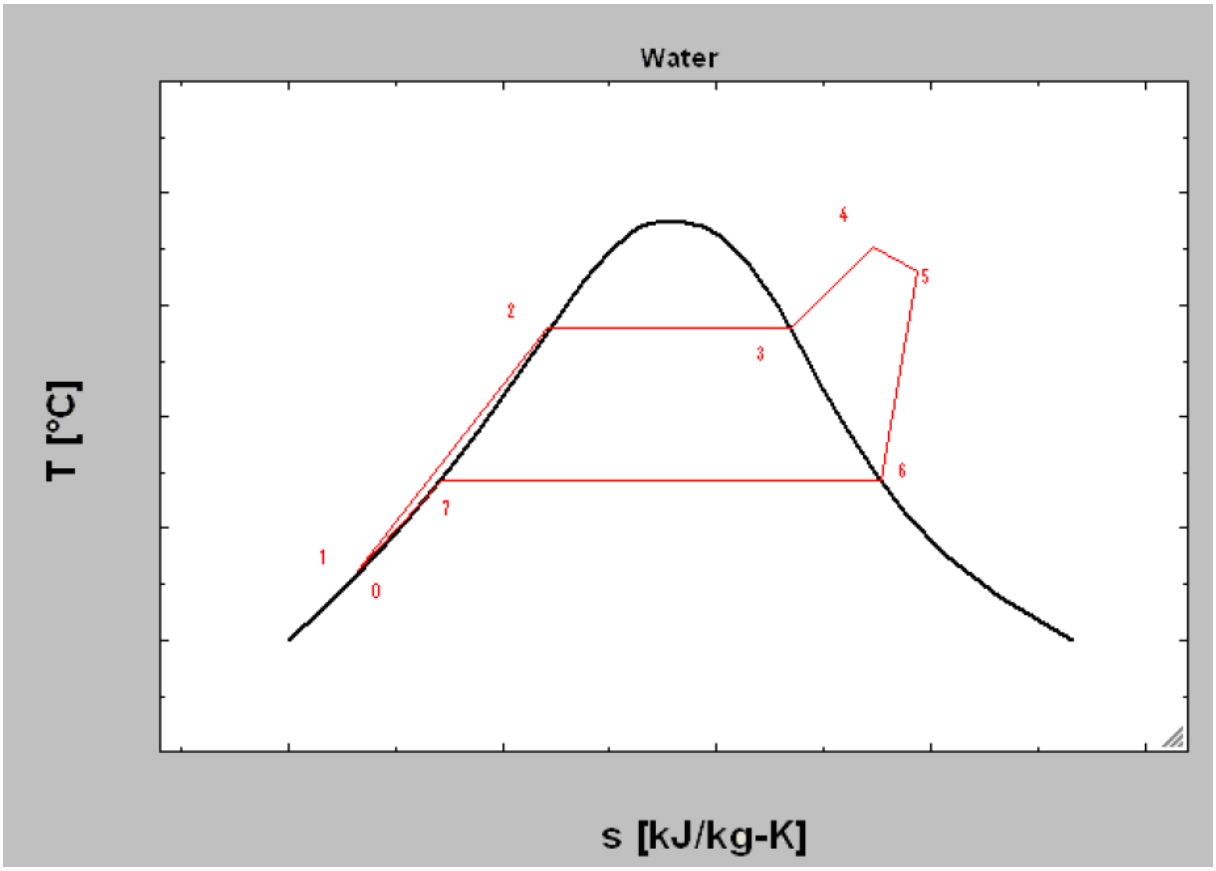


Bild 3-2: T,s - Diagramm des Kreisprozesses

In Bild 3-2 ist der Kreisprozess im T,s Diagramm dargestellt. Der Wärmeverlust ist vernachlässigt.

Dieses System schafft keine technische Arbeit und einen Wirkungsgrad für das ganze System anzugeben, ist nicht notwendig. Das Ziel dieses Versuchs ist es, einen möglichst hohen Wirkungsgrad im Kollektor selbst zu erreichen. D.h. der Bereich der Überhitzung muss möglichst klein sein und die Temperatur des Dampfs möglichst konstant bleiben. Im Unterschied zum allgemeinen Clausius-Rankine-Prozess wird auf Abgabe von Arbeit verzichtet. Die zugeführte Energie wird vor allem vom Kollektor und zu einem kleinen Teil aus der Pumpe geliefert. Der Kollektor gewinnt Energie aus der

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Absorption von Solarstrahlung. Alle Energien werden als Wärme vom System an die Umgebung abgeführt.

Die Zielstellung wurde verfolgt, das Wasser am Kollektorausgang bei unterschiedlich eingestellten Drücken und hohem Wirkungsgrad vollständig zu verdampfen und etwas zu überhitzen, sodass es den Kollektor als Heißdampf verlässt. Durchfluss und Temperatur des Dampfs sollen möglichst konstant bleiben. Der Bereich zwischen Punkt 0 und Punkt 4 dient als Modell für den Einsatz der Vakuumröhrenkollektoren zur direkten Dampferzeugung im Projekt ProSolarDSKM. Dieser Bereich der ersten Outdoor-Modellanlage zur Untersuchung der konstanten solaren Dampferzeugung wird stellvertretend für die Dampferzeugung in der späteren Pilotanlage betrachtet, wobei zunächst eine allgemeine, vom Dampfverbraucher unabhängige Betrachtungsweise gewählt wird. Auf der Grundlage der Ergebnisse dieser Untersuchungen wurde im Projekt ProSolarDSKM eine Solaranlage mit 80 parallel und seriell verschalteten Kollektoren mit entsprechend größeren Volumenströmen geplant, gebaut und geregelt.

Von Punkt 0 bis Punkt 1 wird das Wasser bei Umgebungstemperatur von der Pumpe gefördert. Vom Kondensationsdruck p_k wird der Druck isentrop auf den Verdampfungsdruck p_s erhöht. Dieser Druck wird durch das am Kollektorausgang eingebaute Überströmventil eingestellt. Temperatur und Enthalpie nehmen nur gering zu. Die Erhöhung der Temperatur folgt der Beziehung $dT = p \cdot dv$. Die Änderung des spezifischen Volumens dv ist bei nahezu inkompressiblen Medien sehr gering. Die von der Pumpe als elektrische Energie benötigte Arbeit w_P ist deshalb auch sehr gering. An dieser Stelle wird keine Wärme übertragen.

Von Punkt 1 bis Punkt 2 erfolgt eine isobare Wassererwärmung. Der Druck bleibt p_1. Die Temperatur erhöht sich von Umgebungstemperatur T_1 auf Sättigungstemperatur T_2, die dem eingestellten Sättigungsdruck $p_1 = p_s$ entspricht. Ab Punkt 2 startet das Nassdampfgebiet. Der Dampfgehalt an Punkt 2 ist 0.

Von Punkt 2 bis Punkt 3 läuft ein isobarer Verdampfungsprozess ab. Der Druck bleibt auf p_s. Die Temperatur bleibt konstant bei der Sättigungstemperatur T_s, die dem eingestellten Sättigungsdruck p_s entspricht. Dieser Bereich ist der sogenannte Nassdampfbereich. Dazwischen nimmt der Dampfgehalt x von 0 auf 1 zu. x = 1 entspricht einem Dampfmassenanteil von 100 %. Die Dampfbildung aus der Flüssigkeit bewirkt eine sehr starke Volumenzunahme. Das Nassdampfgebiet ist ein Zweiphasengebiet. Die flüssige und die gasförmige Phase haben im Zustand des thermodynamischen Gleichgewichts gleichen Druck und gleiche Temperatur. Die spezifischen Volumen v' (Wasser bei Sättigungstemperatur) und v'' (Sattdampf) der beiden Phasen ergeben mit dem Dampfgehalt x das spezifische Volumen v des Nassdampfes, siehe (Glg. 3-1.

$$v = v' + x \cdot (v'' - v') \qquad \text{(Glg. 3-1)}$$

Analog ergeben die spezifische Enthalpie von Wasser $h'(T_s)$, die spezifische Verdampfungsenthalpie $r(T_s)$ und der Dampfgehalt x die spezifische Enthalpie h des Nassdampfes, siehe (Glg. 3-2.

$$h = h' + xr \qquad \text{(Glg. 3-2)}$$

Von Punkt 3 bis Punkt 4 findet eine isobare Überhitzung des Dampfs statt. Der Druck bleibt p_s. Die Temperatur erhöht sich von der Sättigungstemperatur T_s auf die überhitzte Temperatur T_4. Das Volumen des Dampfs erhöht sich mit der Steigerung der Temperatur.

Es gilt $\Delta h_{3,4} = c_p \cdot \Delta T$ (Glg. 3-3)

Die oben genannten drei Prozesse sind die Prozesse, bei denen die vom Kollektor aus der Solarstrahlung absorbierte Wärme dem Wärmeträgerfluid zugeführt wird. (Glg. 3-4 und 3-5)

$$\Delta h_{1,4} = \Delta h_{1,2} + \Delta h_{2,3} + \Delta h_{3,4} = h_4 - h_1 \quad \text{(Glg. 3-4)}$$

$$q_{zu} = q_{1,2} + q_{2,3} + q_{3,4} = \Delta h_{1,4} = h_4 - h_1 \quad \text{(Glg. 3-5)}$$

Der Wirkungsgrad des Kollektors η_K ist das Verhältnis der dem Fluid zugeführten Leistung.

($\dot{Q}_{zu}$ = Nutzleistung) zur Solarstrahlungsleistung ($\dot{Q}_{sol}$) ((Glg. 3-6)

$$\eta_K = \dot{Q}_{zu} / \dot{Q}_{sol} = \dot{m} (h_4 - h_1) / \dot{Q}_{sol} \quad \text{(Glg. 3-6)}$$

Praktisch finden die Zustandsänderungen von Punkt 1 bis 4 nicht isobar statt, da der Druck im Kollektor durch Strömungsverluste abnimmt. Infolge Wandreibung, innerer Fluidreibung in Rohrleitungen, Zweiphasenströmung, geodätischer Druckdifferenz und durch die durch die Verdampfung entstehende kinetische Druckdifferenz fällt der Druck im Kollektor tatsächlich von Punkt 0 bis Punkt 4 kontinuierlich ab. Die entsprechende Verdampfungstemperatur am Kollektorausgang ist kleiner als am Kollektoreingang. Weil sich während der Verdampfung im größten Teil des Kollektors Nassdampf befindet, hat der Nassdampf mit abnehmendem Druck auch eine abnehmende Temperatur.

Zur Messung der Globalstrahlung E_{Global} in der Kollektorebene wurden ein Pyranometer und ein Einstrahlungssensor verwendet. Mit der Fläche des Kollektors A_k wurde die auf dem Kollektor auftreffende Strahlung $\dot{Q}_{sol}$ ermittelt:

$$\dot{Q}_{sol} = E_{global} \cdot A_k \quad \text{(Glg. 3-7)}$$

Durch Berechnung von $q_{zu} = h_4 - h_1$ und des Massenstroms $\dot{m}$ kann die in das Wärmeträgermedium übertragene Wärme $\dot{Q}_{zu}$ (s. auch Glg. 3-6) ermittelt werden.

Der Wärmeübergang im Kollektor und der Wärmeverlust spielen eine große Rolle für den Wirkungsgrad. Der Wärmeübergang im Kollektor ist von der Bauform, den Stoffeigenschaften und den Strömungsformen abhängig. Ziel des Versuches war es, zu prüfen, ob bei der Dampferzeugung Wirkungsgrade gemäß der Kollektorkennlinie:

$$\eta_K = \eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)}{E_{Global}} - a_2 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)^2}{E_{Global}} \quad \text{(Glg. 3-8)}$$

- η_K Kollektorwirkungsgrad
- η_0 Konversionsfaktor, der den ohne Verluste zu erzielenden Wirkungsgrad, bezogen auf die senkrecht auf den Kollektor auftreffende Strahlungsleistung darstellt

- a_1 Wärmedurchgangskoeffizient
- a_2 „temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient“
- ϑ_K Kollektortemperatur
- ϑ_U Umgebungstemperatur
- E_{Global} Globalstrahlung bzw. solare Bestrahlungsstärke

und seinen Kennwerten erreicht werden können. Dabei standen zunächst nur Kollektoren des Modells Star Azzurro oder Allstar mit den Kennwerten $\eta_0 = 0{,}644$, $a_1 = 0{,}749$ W/(m²K) und $a_2 = 0{,}005$ W/(m²K²) zur Verfügung. Für die letzten Versuche wurde der verwendete Kollektor modifiziert, sodass seine Kennwerte den Kennwerten des in der Karlsruher Pilotanlage verwendeten AquaPlasma-Kollektors entsprachen: $\eta_0 = 0{,}688$, $a_1 = 0{,}583$ W/(m²K) und $a_2 = 0{,}003$ W/(m²K²).

Bild 2-1 zeigt ausgewählte Wirkungsgradkennlinien des zunächst verwendeten Kollektors CPC Allstar 40.

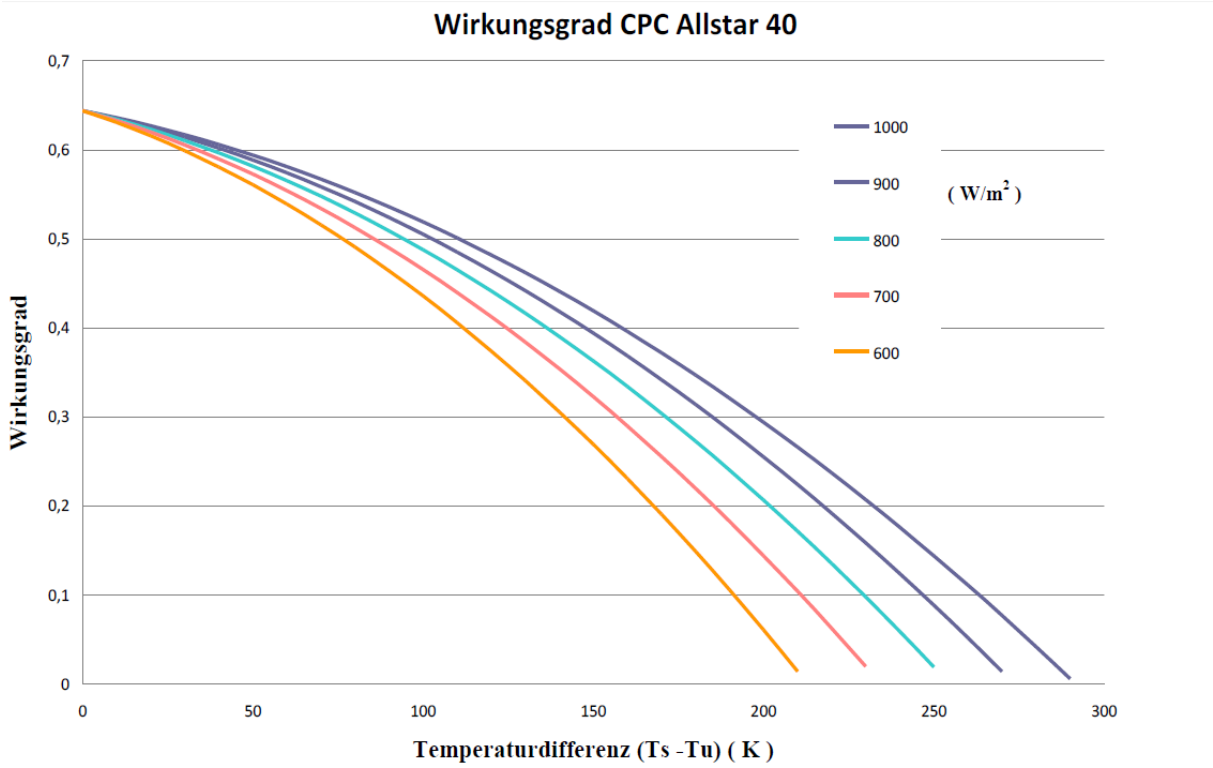


Bild 3-3. CPC Allstar 40 Wirkungsgrad

Zusätzlich zum Kollektorwirkungsgrad während der Dampferzeugung wurden Tagesnutzungsgrade bestimmt, die eine genauere Aussage über den erzielbaren Systemnutzen ermöglichen.

$$\eta_{K,d} = \frac{Q_{K,d}}{(\sum_i E_{Global,\min,i} \times t_i) \times A_K} \qquad \text{(Glg. 3-9)}$$

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

- $\eta_{K,d}$ Tagesnutzungsgrad des Kollektors, bezogen auf die über den gesamten Tag anfallende Strahlungssumme
- $Q_{K,d}$ Tageskollektornutzenergie, ermittelt aus den am Fluid gemessenen Daten
- $E_{Global,min,i}$ solare Bestrahlungsstärke, minütlich gemessen, i= 1 bis 1440 täglich
- t_i Intervalllänge, hier jeweils 60 s

Für den hier beschriebenen Versuch wurde ein CPC ALLSTAR 40 zu einem komplett seriell verschalteten Kollektor umgebaut und unter der natürlichen Solarstrahlung im Freilandversuch getestet.

Die Betriebstemperaturen lagen im Kollektor meist im Bereich der Verdampfungstemperatur, die vom Druck im Kollektor abhängt. Aufgrund technischer Einschränkungen der verwendeten Pumpe musste der Kollektordruck immer über 2 $bar_Ü$ liegen. Die Temperaturdifferenzen bei diesem Versuch lagen meistens zwischen 100 und 160 K. Eine weitere Verbesserung der Wirkungsgrad wäre zu erreichen, wenn Druck und Verdampfungstemperatur klein, der Überhitzungsbereich möglichst klein und die Überhitzungstemperatur möglichst niedrig gehalten werden könnten. Das Hauptaugenmerk der Versuche lag darauf, ob eine Übereinstimmung der Kollektorleistungslinie mit den Ergebnissen dieses Versuchs erreicht werden kann.

Bild 3-4 zeigt eine Skizze der Versuchsanlage.

Hauptteil der Anlage war der umgebaute CPC Allstar 40. Im Kollektor wurden zahlreiche Temperatursensoren in verschiedenen Positionen eingesetzt.

Eine Dosierpumpe wurde eingebaut, um das Umlaufwasser mit definiertem Durchfluss in den Kollektor zu fördern. Als Kondensator wurde eine Rohrleitungsstrecke eingebaut. Zwischen dem Ausdehnungsgefäß und dem Kollektor wurden zwei Wege geplant. Bei Systemstart wird das Wasser aus dem Vorgefäß von der Pumpe angesaugt und in den Kollektor gefördert. Bei Beendigung des Dampfbetriebs wird das Magnetventil geöffnet und die Dosierpumpe gestoppt. Das Wasser fließt aufgrund der Druckdifferenz vom Kollektor ins Vorgefäß durch die Leitung, in die das Magnetventil eingebaut ist, zurück.

Vor dem Kondensator wurde einer Luftabscheider eingebaut, um die Anlage entlüften zu können. Ein Überströmventil wurde nach dem Kollektor als Drossel eingebaut, um den Druck im Kollektor regeln zu können. Zwischen dem Kollektor und der Pumpe wurden ein Sicherheitsventil und ein Druckschalter eingebaut, damit der Druck im Kollektor den Grenzdruck nicht überschreitet. Ein Membran-Ausdehnungsgefäß wurde mit einem Vorgefäß angeschlossen, um Volumenänderungen in der Anlage zu kompensieren. Insgesamt vier Manometer mit Drucksensoren wurden vor dem Vorgefäß, vor dem Kollektor, vor dem Überströmventil und vor dem Kondensator eingebaut.

Für den Test wurde ein Regelungsmodul im Schaltschrank aufgebaut. Es wurde wie im folgenden beschrieben programmiert.

Als Signaleingänge waren zwei Temperaturwerte T_1 und T_2 vorgesehen, die für den Temperaturbereich 0 – 400 °C geeignet sind. Für diesen Temperaturbereich sind PT1000 für alle eingesetzten Fühler ausgewählt worden. Außerdem können zusätzlich jedes Mal noch vier Temperaturwerte gemessen werden. Davon müssen zwei Temperaturwerte am Pumpenausgang und am Kollektorausgang

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

gemessen werden. Die anderen beiden Temperaturwerte können nach Bedarf aus zahlreichen im Kollektor eingesetzten Fühlern gewählt werden. Die Ausgänge der Regelung sind die Stromsignalansteuerung der Dosierpumpe mit 4 – 20 mA und die Ventilsteuerung zum stromlos offenen Magnetventil mit 230 V.

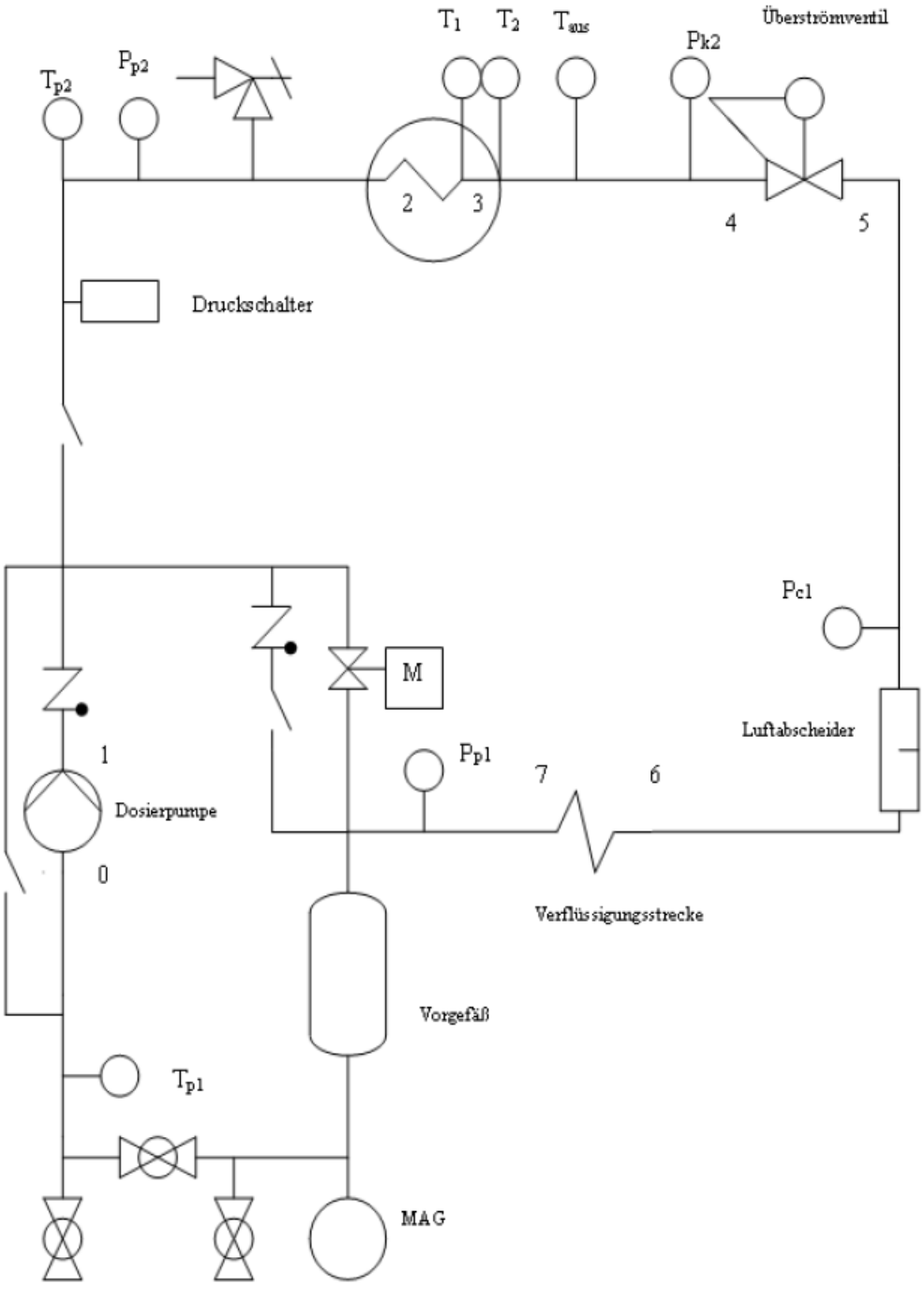


Bild 3-4. Skizze der Versuchsanlage

Die Temperaturgrenzwerte T_{PEin}, T_{PAus}, T_{Aus}, T_{Pmax} und Z sind Einsteller, die manuell im Regelungsmodul geändert werden können. Andere Einsteller dienen der Pumpenregelung. Dazu gehörten ein Anfangswert A (mindestens 4 mA), ein Bereich B (maximal 16 mA) und zwei Zeitfaktoren X und Y.

Bild 3-5 zeigt den Ablauf des Funktionsprinzips des Regelungsprogramms.

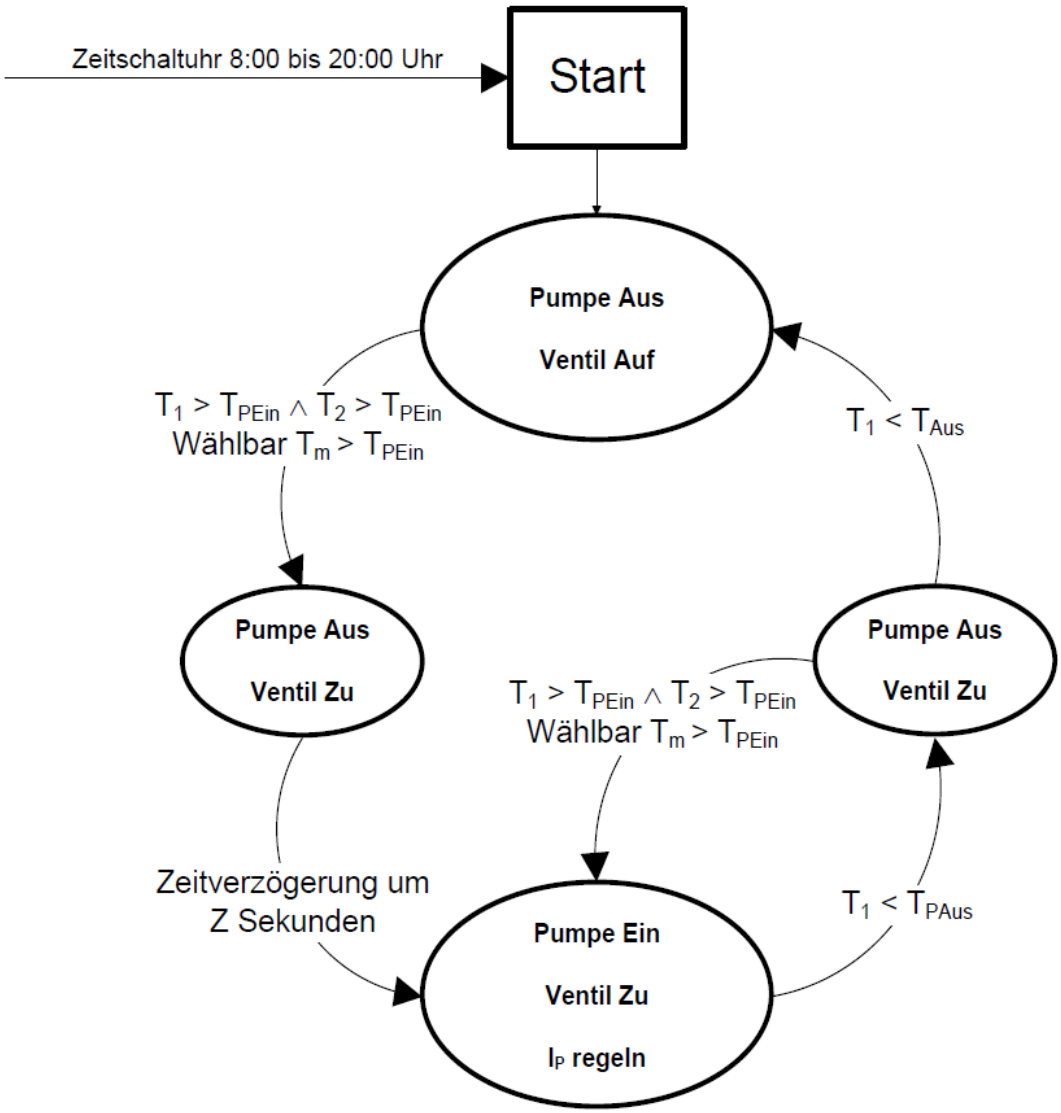


Bild 3-5. Ablauf der Regelung

Bei Programmstart wird die Pumpe geschlossen und das Magnetventil geöffnet. T_m ist der Mittelwert von T_1 und T_2. T_1 und T_2 werden vom Regler sekündlich abgefragt. Wenn T_1 und T_2 gleichzeitig größer als der eingestellte Wert von T_{PEin} oder alternativ wählbar T_m größer als T_{PEin} ist, wird das Magnetventil geschlossen. Nach einer Zeitverzögerung Z wird die Pumpe geöffnet. Die Pumpe wird durch die Regelung über den Steuerstrom I_p angesteuert, dessen Grenze 20 mA einer Pumpenleistung von 100 % entspricht.

Der geförderte Massenstrom $\dot{m}$ konnte leicht ermittelt werden, da das Verhältnis von $\dot{m}$ zum Dosierpumpensteuerstrom I_p für die gewählte Dosierpumpe mit der mitgelieferten Kennlinie sehr gut über-

einstimmt und nahezu linear ist. Die Ansteuerung der Dosierpumpe wurde so programmiert, dass sie mit verschiedenen Varianten der veränderlichen Einsteller A, B, X und Y getestet werden konnte.

Der Test wurde auf dem Dach der Firma Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG am Standort Langensteinbach im Sommer 2011 durchgeführt. Vor dem Aufbau des Outdoor-Versuchsstands wurden die Pumpe, die Regelungstechnik und alle Komponenten schon individuell im Testfeld getestet. Im Winter 2010/2011 wurde das ganze Versuchssystem unter dem Sonnensimulator getestet, um die Realisierbarkeit und die Funktion der Regelungstechnik zu prüfen.

Bild 3-6 zeigt den im Aufbau befindlichen Versuchsstand auf dem firmeneigenen Dach.

Bild 3-6. Versuch im Aufbau mit noch abgedecktem Kollektor auf dem Dach der Firma Ritter

Der Kollektor CPC Allstar 40 wurde auf der Außenseite eines aus Holz gebauten Schaltschranks auf einem Ständerrahmen montiert, der direkt auf dem Schaltschrank verankert wurde. Der Kollektor war auf 30° geneigt. Die Pumpe, das Regelungsmodul, Kabelverbindungen und die Verrohrung mit Magnetventil lagen in diesem Schaltschrank.

Das Sicherheitsventil mit 10 bar und der Druckschalter wurden vor dem Kollektoreingang eingebaut. Der Austritt des Sicherheitsventils wurde ins Freie nach oben gelegt und eine Personenabsperrung angebracht. Zwischen Verflüssigungsstrecke und Kollektoreingang wurden nicht isolierte DN 15 Kupferrohre verwendet. Dort sind die Temperaturen relativ niedrig. Die Pumpe, der Servomotor der Pumpe und das Magnetventil wurden elektrisch mit dem Regelungsmodul verbunden. Die Kabelverbindungen zwischen Regelungsmodul, Temperaturfühlern und Druckaufnehmern wurden im Schaltschrank wettergeschützt verlegt.

Der Aufbau der Anlage war im April 2011 fertig gestellt. Im Regelungsmodul wurden Anfangszeit und Endzeit auf jeweils 5:00 und 22:00 eingestellt. Im Laufe des Versuchs wurde das Überströmventil jeweils auf 2 $bar_Ü$, 2,5 $bar_Ü$ und 3 $bar_Ü$ eingestellt. Die Regelung erfolgte anhand einer Temperaturmessung am oder in der Nähe des Kollektorausgangs. Die Kriterien für die Dampferzeugung wurden wie folgt festgelegt:

Pumpeneinschalttemperatur: T_{PEin}
Diese Temperatur ist eine Bedingung für das Starten der Dampferzeugung. Sie muss größer als die Verdampfungstemperatur sein.

Pumpenausschalttemperatur: T_{PAus}
Diese Temperatur ist die untere Grenztemperatur, für die die laufende Dampferzeugung weiterhin zulässig ist. Sie muss, um kurze Taktzeiten zu verhindern, kleiner als T_{PEin}, aber größer als die Verdampfungstemperatur sein.

Maximaltemperatur: T_{Pmax}
Diese Temperatur muss zur bestmöglichen Ansteuerung der Dosierpumpe ausgewählt werden und darf 300 °C nicht überschreiten. Sie spielt für die gewählte Regelungsart der Dosierpumpensteuerung eine wichtige Rolle.

Anlagenausschalttemperatur: T_{Aus}
Diese Temperatur muss niedriger als die Verdampfungstemperatur eingestellt werden, weil das Magnetventil geöffnet wird, wenn T_m unter T_{Aus} fällt. Danach wird die Flüssigkeit aus dem Kollektor durch das Magnetventil zurück ins Vorgefäß fließen.

Um die Regelung in Bezug auf Dampferzeugungsdauer und erzielte Dampfqualität zu optimieren, wurden die Faktoren A, B, X und Y für die Pumpenansteuerung in weiten Bereichen getestet. Wegen der natürlichen Schwankung der Einstrahlungs- und Witterungsbedingungen musste zur Erprobung einer Einstellung die Anlage mehrere Tage unter der gleichen Einstellung laufen.

Aufgrund der tagesspezifischen Ergebnisse wurden die Einstellungen bewertet und im Laufe des Sommers optimiert. Ein Beispiel der Aufzeichnungen eines Messtages befindet sich in Bild 3-7.

Mithilfe der Messdaten und des Programms EES erfolgte die Auswertung, die für diesen Tag ergab, dass über den Zeitraum der Erzeugung von überhitztem Dampf von 300 min bei einer durchschnittlichen Einstrahlung von 698 W/m² und einer durchschnittlichen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebung von 111 K ein durchschnittlicher Kollektorwirkungsgrad η_K von 44,65 % erreicht werden konnte. Dies entspricht gut der Kollektorkennlinie, obwohl an diesem Tag die Überhitzung am Kollektorausgang Werte um 100 K erreichte. D.h. bei weiter optimierter Regelung wird eine Reduzierung der Überhitzung und damit auch der Überhitzungszone möglich sein. Damit sinkt der „Flächenverlust“ durch die Überhitzungszone, sodass der Kollektorwirkungsgrad insgesamt ansteigt.

Obwohl die Solarstrahlung an diesem Tag relativ stark schwankte, konnte eine konstante – wenn auch etwas zu hohe - Kollektoraustrittstemperatur erreicht werden. Zwischen 12:00 und 12:40 Uhr sehen wir einen Einbruch der Solarstrahlung (gelb, orange), der – etwas zeitverzögert – von der Regelung an den Temperaturfühlern am Kollektor (pink, blau, türkis, grau) registriert und durch Reduzie-

rung der Fördermenge (grellgrün) ausgeglichen wurde, sodass die Kollektorausgangstemperatur (grellrot) kaum absank.

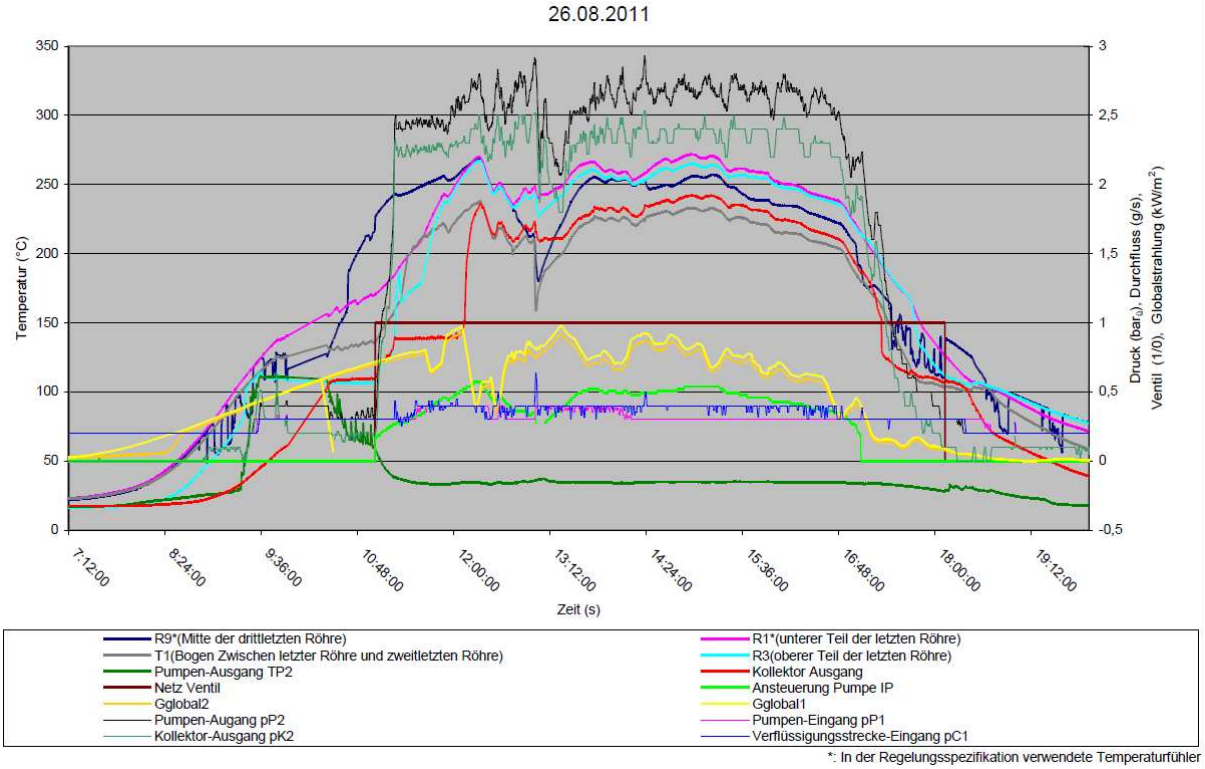


Bild 3-7. Testergebnisse am 26.08.2011

Die Forderung nach überhitztem Dampf am Kollektoraustritt, die zur energetischen Bewertung notwendig war, konnte an diesem Tag gut erfüllt werden. Der Tagesnutzungsgrad lag bei 0,26. Optimierungspotentiale bestehen hier bei einer definierteren Regelung der Überhitzung und einer verbesserten Startphase, da die Dampferzeugung im Vergleich zur Einstrahlung sehr stark verzögert begann. Durch diese Betrachtungen wurde beschlossen, bei der Regelung der Pilotanlage in Karlsruhe die Einstrahlungsdaten direkt zur Regelung zu verwenden, um dort die Tagesnutzungsgrade weiter zu verbessern.

In Bild 3-8 sind die Tageswerte von Tagen, an denen mit dem Standardkollektor CPC Allstar 40 Dampf erzeugt werden konnte, dargestellt.

Aufgrund der Wetterbedingungen oder wegen Regelungseinstellungen, die den Wetterbedingungen nicht gut genug angepasst waren, konnte nur an diesen Tagen Dampf erzeugt werden. Schon bei Beginn der Versuche lagen die ermittelten durchschnittlichen Kollektorwirkungsgrade um oder über einer zufriedenstellenden Marke von 50 %.

Eine Übersicht über die während der Dampferzeugung mit dem CPC Allstar 40 scheinbar erzielten Wirkungsgrade im Vergleich zu ausgewählten Kollektorkennlinien, Bild 3-9, zeigt allerdings, dass die Berechnung der Wirkungsgrade bei ausschließlicher Berücksichtigung der Dampferzeugungszeiten einen Fehler aufweist, da der Kollektor sich schon vor der Erzeugung überhitzten Dampfs aufheizt und die dazu vor Beginn des Dampferzeugungszeitraum gewonnene Energie teilweise der Nutzenergie dieses Zeitraums zugerechnet wird.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

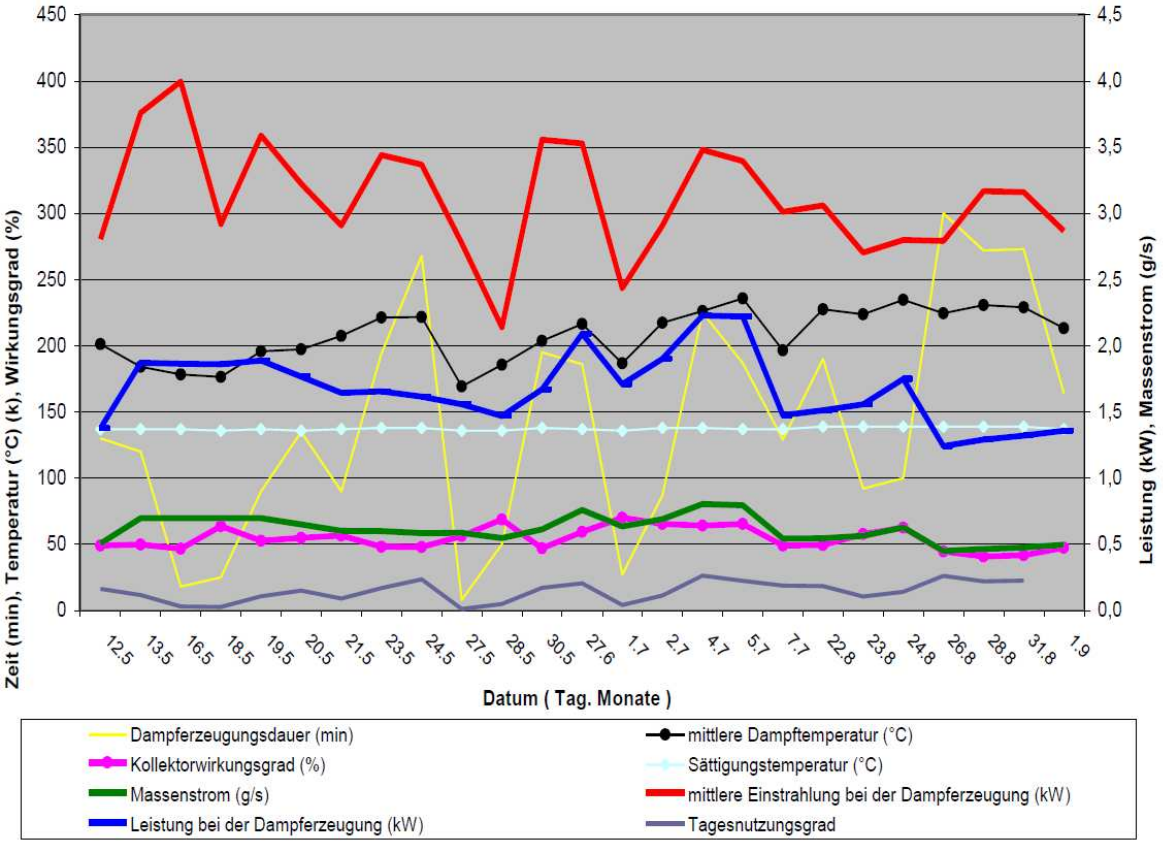


Bild 3-8. Überblick über Versuchstage mit Standardkollektor CPC Allstar 40

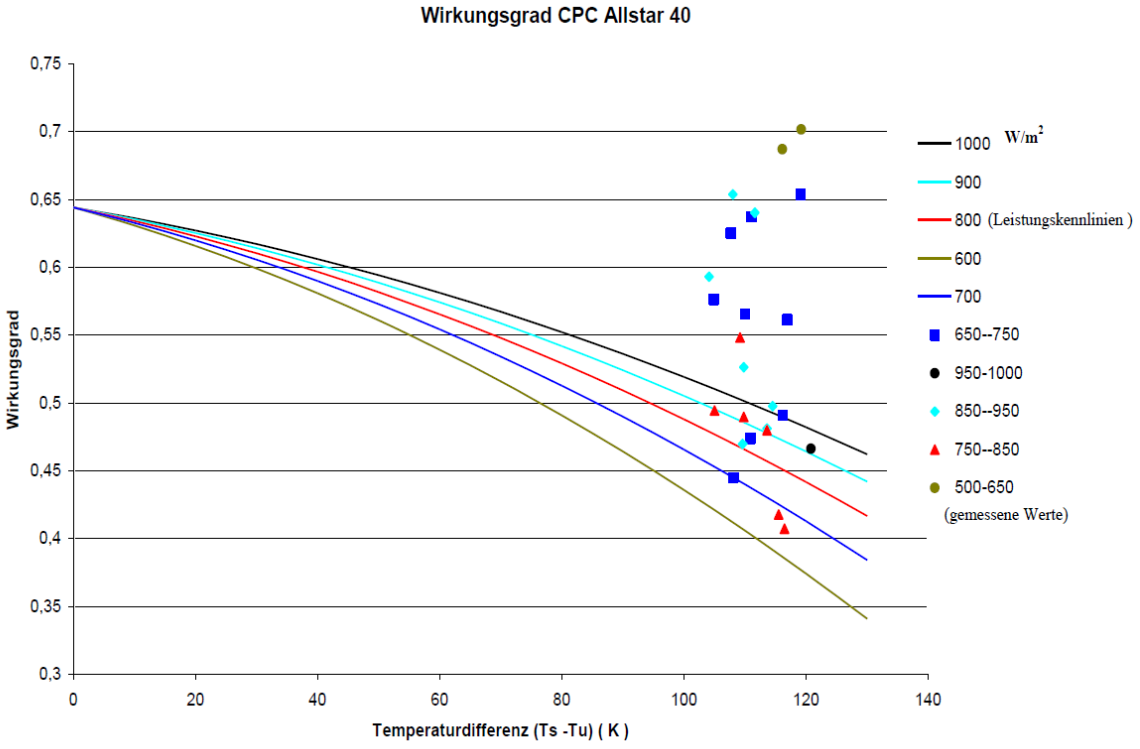


Bild 3-9. Vergleich gemessene Wirkungsgrade – Kennlinie

Es ist zu sehen, dass die Wirkungsgrade während der Dampferzeugung mindestens im Bereich der Kennlinien liegen. Die teilweise sehr hohen scheinbaren Werte traten auf bei kurzen Dampferzeugungszeiten. Dabei fällt die zuvor im Kollektor gespeicherte Energie stark ins Gewicht und führt zu sehr hohen scheinbaren Wirkungsgraden bei alleiniger Betrachtung der Dampferzeugungszeit.

Zu Beginn der Versuche traten oft solche sehr niedrige Dampferzeugungsdauern auf. Durch die erfolgten Anpassungen der Regelungsparameter zum Ende des Sommers konnte die Dauer deutlich gesteigert werden. Bei langen Dampferzeugungszeiten kann der Anteil der vor Beginn der Dampferzeugung im Kollektor gespeicherten Energie an der Dampferzeugung vernachlässigt werden und die berechneten Wirkungsgrade entsprechen besser der Realität. Eine besonders große Aussagekraft haben außer den Wirkungsgraden die Werte der Tagesnutzungsgrade. Diese konnten im Sommer 2011 gesteigert werden von durchschnittlich 11 % im Mai auf 19 % im August.

Durch die Versuche zeigte sich, dass der erzielbare Tagesnutzungsgrad mehr als erwartet von der geforderten Dampfqualität und den Wetterbedingungen abhängt, da sich relativ starke Einstrahlungsschwankungen zwar durch die im Kollektor vorhandene Wärmekapazität gut abpuffern lassen, die dazu notwendigen Pufferzonen mit erhöhten Temperaturen im Bereich von Überhitzungen von mindestens 40 bis 60 K sich jedoch negativ auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkten.

Da bei diesen Versuchen stets überhitzter Dampf gefordert war, war dieser Effekt deutlich zu sehen.

Deshalb kann für Dampfverbraucher, die mit Sattdampf versorgt werden können, mehr Dampf bereitgestellt werden, als für Dampfverbraucher, die überhitzten Dampf benötigen. Dieser Effekt war bei Versuchsbeginn am stärksten ausgeprägt. Die Anpassung der Regelungsparameter konnte und kann in Zukunft, nach weiterem Sammeln von Erfahrungswerten, hier weitere Verbesserungen herbeiführen. Vorgeschlagen wurde auch der Einsatz eines Tropfenabscheiders, um empfindliche Dampfverbraucher zu schützen und so die Anforderungen an die Überhitzung gering zu halten.

Zum Ende des Sommers standen Komponenten des parallel entwickelten AquaPlasma-Kollektors zur Verfügung, die zur Leistungssteigerung in die Anlage eingebaut wurden. Der AquaPlasma-Kollektor auch in der Karlsruher Anlage zum Einsatz gebracht. Die Kennlinie des Versuchskollektors entsprach nun dessen Kennlinie, dargestellt in Bild 3-10.

Im Vergleich zur bisherigen Kennlinie liegt der Konversionsfaktor deutlich höher. Vor allem dehnt sich aber durch die günstigeren Wärmedurchgangskoeffizienten a_1 und a_2 (siehe oben), der technisch sinnvoll nutzbare Bereich weit zu höheren Temperaturdifferenzen aus. Damit wird dieser Kollektor zum idealen Prozesswärmekollektor.

Mit Einführung dieser Kollektormodifikationen und der gleichzeitigen Anwendung einiger der gefundenen Regelungsoptimierungen konnten im späten September 2011 zum Ende der Kühlsaison an 4 Tagen Tagesnutzungsgrade um 40 % und Kollektorwirkungsgrade um 65 % bei Dampferzeugungsdauern zwischen 220 und 300 Minuten erreicht werden (Bild 3-11).

Dies erlaubte einen optimistischen Ausblick auf das nächste Jahr und auf die Anwendung der Ergebnisse bei der in Karlsruhe entstehenden Anlage.

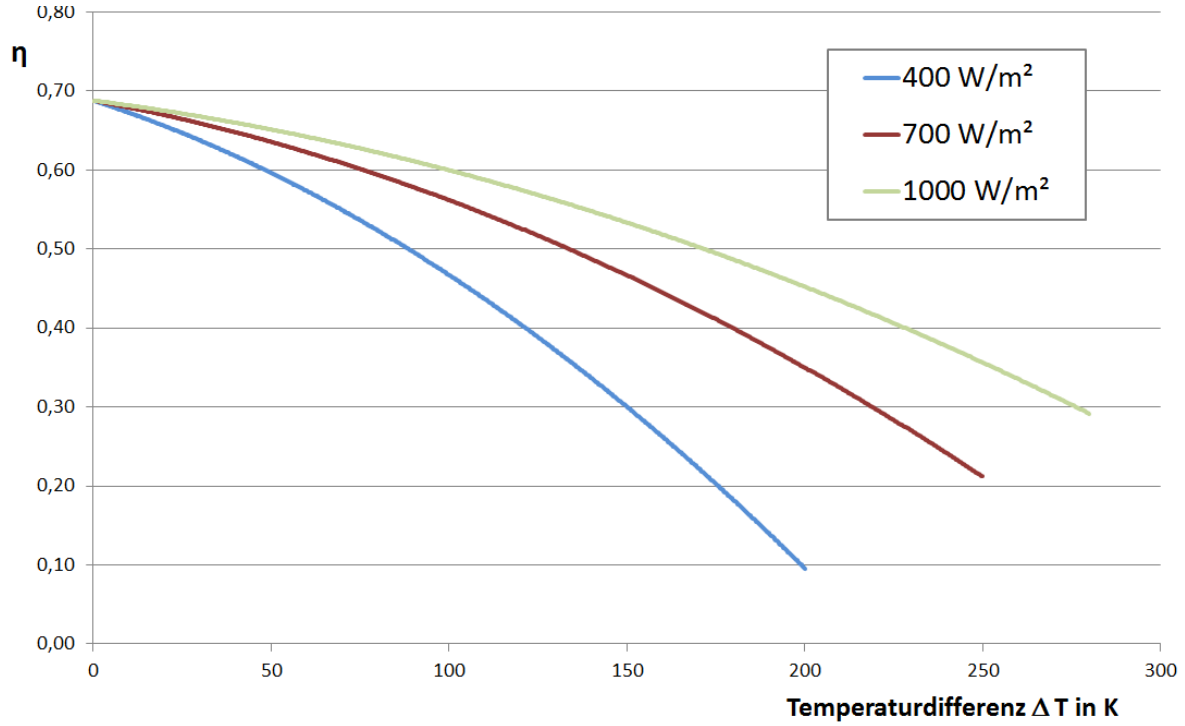


Bild 3-10. Kennlinie des neuen Kollektors AquaPlasma

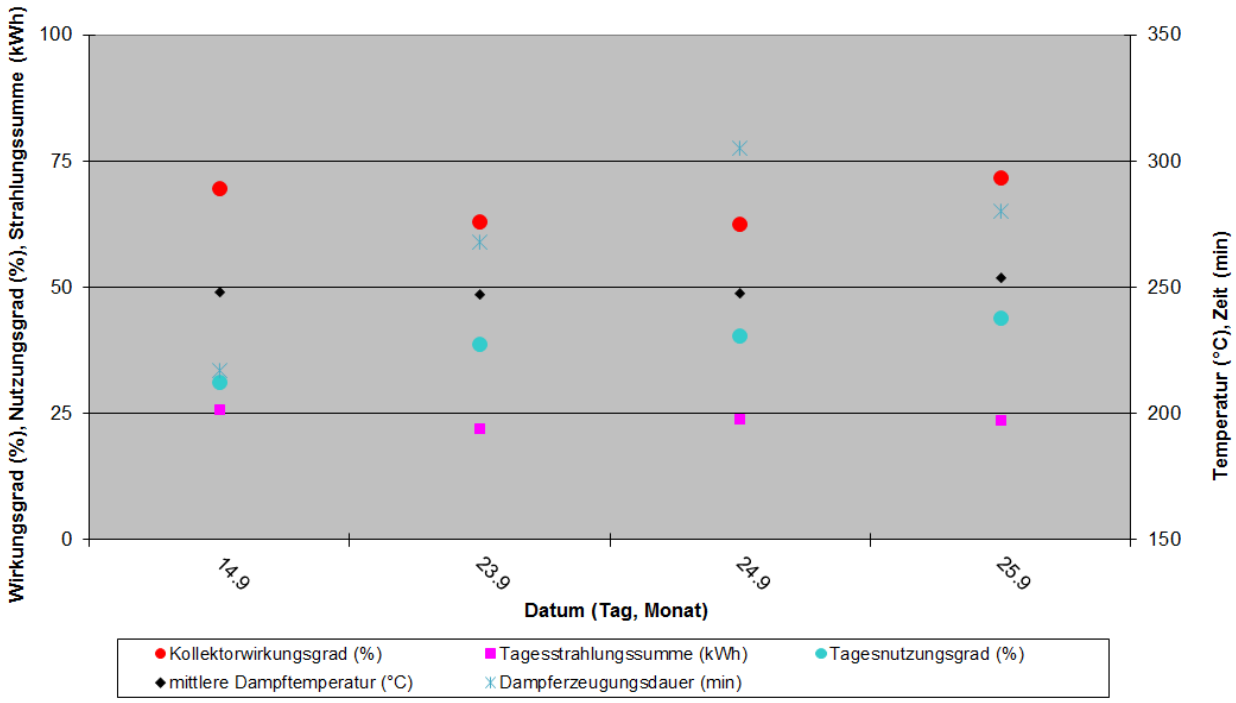


Bild 3-11. Ergebnisse mit dem neuen Kollektor AquaPlasma

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Paket 2c) „Direkt“ versus „Indirekt“

oder

Theoretischer Vergleich der beiden Varianten „Direkte Dampferzeugung im Kollektorfeld“ und „Wärmegewinnung im Druckwasserkreislauf für die indirekte Dampferzeugung“

Zunächst sollen zwei einfache Systeme verglichen werden, die Sattdampf von 2, 4 bzw. 6 bar_{abs} zur Verfügung stellen. Als Vertreter der direkten Dampferzeugung betrachten wir ein direkt durchströmtes Kollektorfeld mit 10 m² Kollektorfläche. Ebenso soll das Kollektorfeld im Druckwasserkreislauf 10 m² Kollektorfläche besitzen. Die Kollektordaten entsprechen den Daten der bei der Karlsruher Anlage verwendeten Kollektoren. Um einen Überblick über die zu betrachtenden Größenordnungen zu bekommen, erfolgt ein theoretischer Vergleich zweier Systeme unter Vernachlässigung von Pumpenergie, Rohrleitungs- und sonstigen Verlusten. Die Vorwärmzone blieb aufgrund der geringen Relevanz unberücksichtigt.

Als Dampfverbraucher betrachten wir einen beliebigen Apparat, der Sattdampf bei Drücken von 2, 4 oder 6 bar_{abs} verlangt. Wir nehmen im ersten Schritt an, dass dieser Apparat so geregelt werden kann, dass die jeweils von den Kollektoren bereitgestellte Energiemenge vollständig aufgenommen und verbraucht werden kann.

Die Betrachtung der Betriebszustände beschränkt sich auf eine konstante Einstrahlung von 800 W/m². Dies ist eine Einstrahlung, die an sonnigen Sommertagen in Karlsruhe typischerweise ca. sechs Stunden lang erreicht wird. Es wird jeweils ein stationärer Betriebszustand bei konstantem Druck und konstanter Einstrahlung betrachtet. Die Problematik des An- und Abfahrens der Anlagen bleibt unberücksichtigt.

Im Fall der direkten Dampferzeugung kann der Dampfverbraucher bei entsprechender Eignung des Dampfverbrauchers direkt an den Kollektoraustritt angeflanscht werden. Für die Erzeugung von Dampf aus Heißwasser wird zusätzlich eine Dampftrommel zwischen Kollektorfeld und Dampfverbraucher benötigt. Wird zusätzlich ein Wärmeübertrager eingesetzt, um die Kreisläufe zu trennen, steigen sowohl der apparative Aufwand, als auch die Verluste durch höhere Temperaturen im Kollektor. Auf die Betrachtung der Verwendung eines Wärmeübertragers wurde hier verzichtet.

Eine Betrachtung der Dampfzustände ergibt, dass im Fall der Direktverdampfung die folgenden spezifischen Energiemengen bei folgenden Temperaturen im Kollektor übertragen werden müssen:

Tabelle 3-1. Übertragene spezifische Energiemengen bei der Direktverdampfung / Sattdampf.

Druckstufe	Verdampfungstemperatur	Verdampfungswärme
p	t_V	r
bar	°C	kJ/kg
2	120,2	2201,4
4	143,6	2133,8
6	158,8	2086,2

Die in den Tabellen dieses Abschnitts dargestellten Daten sind dem Programm CoolPack [COO1] entnommen.

Um die gewünschte Dampftemperatur in der Dampftrommel zu erreichen, muss der Heißwasserkreislauf bei höheren Werten von Druck und Temperatur betrieben werden. Wir treffen hier die Annahme, dass die Kollektoraustrittstemperatur 10 K über der Dampftrommeltemperatur liegt. Dann muss eine Druckanhebung im Kollektorkreis entsprechend 10 K Differenz der Sattdampftemperatur erfolgen, um ein Verdampfen im Druckwasserkreislauf zu verhindern. Die Drucklage wird entsprechend berechnet, s. Tabelle 3-2.

Tabelle 3-2. Benötigte Drücke bei Heißwasserbetrieb / Sattdampf.

gewünschte Druckstufe	gewünschte Temperatur am Kollektoraustritt	dazugehöriger Sattdampfdruck	mittlere Kollektortemperatur
p	t_{Soll}	$t_s(p)$	t_k
bar	°C	bar	°C
2	130,2	2,7	125,2
4	153,6	5,2	148,6
6	168,8	7,7	163,8

Durch die höhere Temperatur im Kollektor sinken die Kollektorwirkungsgrade. Aufgrund der Eigenschaft des Kollektors, die Temperaturlage am Absorber an Fluidtemperatur und übertragene Leistung anzupassen und der über die Fläche konstanten Einstrahlung, kann hier näherungsweise das arithmetische Mittel für die mittlere Temperaturdifferenz angenommen werden.

Verlangt der Dampfverbraucher eine Überhitzung des Dampfs von z.B. 20 K, muss das berücksichtigt werden. In Tabelle 3-3 sind die dazugehörigen Daten dargestellt. Auch hier wird für die mittlere Temperatur der Überhitzungsstrecke näherungsweise das arithmetische Mittel angenommen.

Tabelle 3-3. Übertragene Energiemengen bei der Direktverdampfung / überhitzter Dampf.

Druckstufe	Verdampfungstemperatur	spezifische Verdampfungswärme	Überhitzung	mittlere Temperatur der Überhitzungs-strecke	spezifische Enthalpie Überhitzung	spezifische-Enthalpie gesamt
p	t_V	r	$\Delta t_ü$	$t_{üm}$	$h_ü$	h_{ges}
bar	°C	kJ/kg	K	°C	kJ/kg	kJ/kg
2	120,2	2201,4	20	130,2	41,9	2243,3
4	143,6	2133,8	20	153,6	44,2	2178
6	158,8	2086,2	20	168,8	46,1	2132,3

Um vor dem Dampfverbraucher denselben Dampfzustand inklusive Überhitzung ausgehend von Heißwasser zu erreichen, muss der Druck in der Dampftrommel erhöht und der Dampf danach mit einem Ventil auf den gewünschten Druck entspannt werden. Bei angenommen isenthalper Entspannung ausgehend vom Sattdampfzustand bedeutet das, dass der Dampf bei den in Tabelle 3-4 dargestellten Drücken erzeugt werden muss:

Tabelle 3-4. Benötigte Drücke bei Heißwasserbetrieb /überhitzter Dampf.

gewünschte Druckstufe	gewünschte Temperatur	dazugehörige Enthalpie	dazugehöriger Sattdampfdruck	dazugehörige Sattdampf-temperatur	dazugehörige Verdampfungs-wärme
p	$t_{SollÜ}$	$h_{SollÜ}$	$p_s(h''=h_{SollÜ})$	$t_s(h''=h_{SollÜ})$	r
bar_{abs}	K	kJ/kg	bar_{abs}	°C	kJ/kg
2	140,2	2748,2	5,0	151,7	2108,4
4	163,6	2782,4	11,3	185,4	1995,3
6	178,8	2802,6	24,7	223,3	1842,9

Das zeigt, dass der notwendige Druck in der Dampftrommel stark ansteigt, wenn überhitzter Dampf aus Sattdampf erzeugt werden soll. Auch die Kollektortemperatur muss auf Werte im Bereich der Sattdampftemperatur ansteigen und entsprechend sinken die Kollektorwirkungsgrade weiter. Tatsächlich müssen, wie oben beschrieben, Temperatur und Druck im Kollektor noch etwas höher liegen. Das wurde hier vernachlässigt.

Mithilfe der Kennlinie des verwendeten Kollektors:

$$\eta_k = \eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)}{E_{Global}} - a_2 \frac{(\vartheta_K - \vartheta_U)^2}{E_{Global}} \qquad \text{(Glg. 3-8,s.o.)}$$

und seinen Kennwerten: η_0 = 0,688, a_1= 0,583 W/(m²K) und a_2 = 0,003 W/(m²K²), lassen sich die Kollektorwirkungsgrade für die einzelnen Betriebspunkte berechnen. Sie sind in Bild 3-12 dargestellt für eine angenommene Umgebungstemperatur von 30 °C und eine Einstrahlung von 800 W/m².

Zur Berechnung der vom Kollektor erzeugten Dampfmenge muss im Falle der Erzeugung von direkt im Kollektor überhitztem Dampf der Flächenanteil für die Überhitzung bestimmt werden. Dieser lässt sich aus den kombinierten Daten von Tabelle 3-3 und Tabelle 3-4 bestimmen.

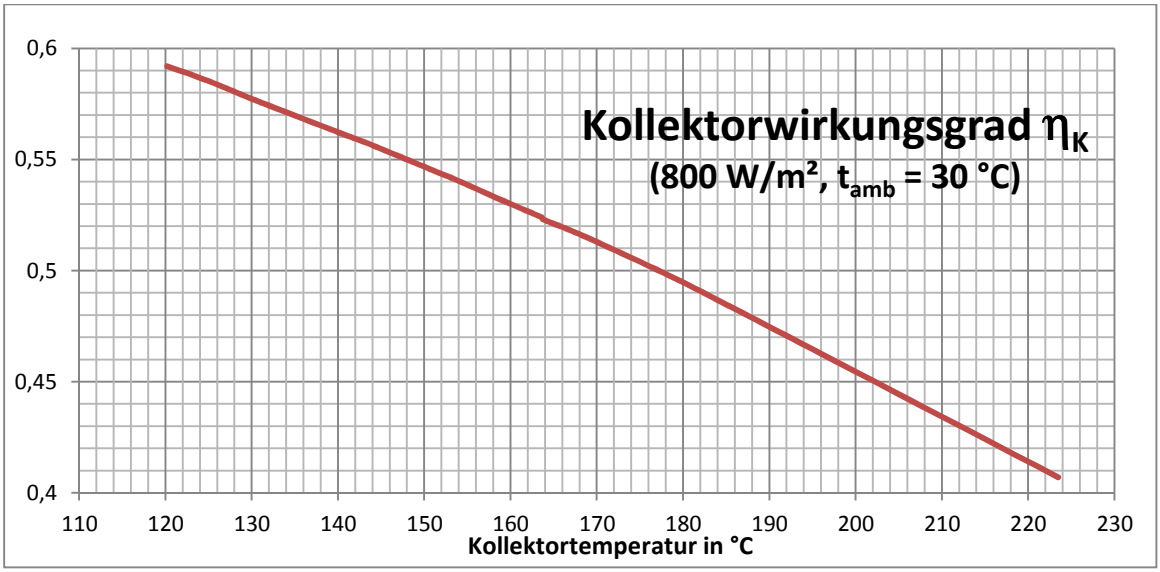


Bild 3-12. Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit der Kollektortemperatur.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Es gilt:
$$\frac{A_v}{A_{ü}} = \frac{(\frac{r}{\eta_v})}{(\frac{h_{ü}}{\eta_{ü}})} \qquad \text{(Glg. 3-10)}$$

- A_v für die Verdampfung notwendige Kollektorfläche
- $A_{ü}$ für die Überhitzung notwendige Kollektorfläche
- r dem herrschenden Druck zugeordnete Verdampfungswärme
- $h_{ü}$ für die Überhitzung notwendige spezifische Enthalpie
- η_v Kollektorwirkungsgrad im Bereich „Verdampfung“
- $\eta_{ü}$ Kollektorwirkungsgrad im Bereich „Überhitzung“

Damit ergeben sich für die Flächenverhältnisse bei den drei betrachteten Druckstufen die in Tabelle 3-5 dargestellten Werte.

Tabelle 3-5. Flächenverhältnisse bei verschiedenen Druckstufen.

Druckstufe	Flächenverhältnis Verdampfung / Überhitzung	Flächenverhältnis Verdampfung / Gesamtfläche	Flächenverlust durch Überhitzung
p	A_V / $A_Ü$	A_V / A_{ges}	$A_Ü$ / A_{ges}
bar			%
2	51,2	0,981	1,9
4	46,9	0,979	2,1
6	43,8	0,978	2,2

In der Gesamtbetrachtung erfolgt ein Vergleich der unter den getroffenen Annahmen mit 10 m² Kollektorfläche erzielbaren Dampfmengen, dargestellt in Tabelle 3-6.

Tabelle 3-6. Erzielbare Dampfmengen.

Druckstufe	Dampfmenge			
	Sattdampf, direkt	Sattdampf, aus Heißwasser	überhitzt, direkt	überhitzt, aus Heißwasser
p	$\dot{m}_{sd}$	$\dot{m}_{shw}$	$\dot{m}_{üd}$	$\dot{m}_{shw}$
bar	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h
2	7,74	7,65	7,59	7,43
4	7,52	7,41	7,36	6,99
6	7,34	7,22	7,18	6,36

Die einzelnen Verfahren entsprechen gegenüber der direkten Erzeugung von Sattdampf einem äquivalenten Flächenverlust, der in Tabelle 3-7 dargestellt ist.

Tabelle 3-7. Äquivalenter Flächenverlust, abhängig vom Verfahren.

Druckstufe	Flächenverlust			
	Sattdampf, direkt	Sattdampf, aus Heißwasser	überhitzt, direkt	überhitzt, aus Heißwasser
p	$\Delta A_{eq,sd}$	$\Delta A_{eq,shw}$	$\Delta A_{eq,üd}$	$\Delta A_{eq,ühw}$
bar	%	%	%	%
2	0	1,20	1,92	4,06
4	0	1,44	2,09	7,01
6	0	1,61	2,23	13,38

Ganz abgesehen davon, dass höhere Drücke mit höheren Anforderungen an Material und Sicherheitstechnik verbunden sind, ist zu sehen, dass - besonders wenn überhitzter Dampf gefordert ist - das Heißwasser-Verfahren mit einem deutlichen Leistungsverlust bei höherem apparativem Aufwand verbunden ist. Ein weiterer Vorteil liegt in dem geringeren notwendigen Massenstrom und damit dem niedrigeren elektrischen Stromverbrauch durch die Solarpumpe.

Ein weiterer Aspekt kommt zum Tragen, wenn der Dampfverbrauch entgegen der getroffenen Annahme stark schwankt. Die direkte Dampferzeugung bietet die Möglichkeit, die Leistung des Kollektorfeldes durch ein Verringern des Massenstroms und die dadurch gleichzeitig erfolgende Vergrößerung der Überhitzungszone quasi stufenlos bis zum thermischen Stillstand zu regeln. Diese Möglichkeit gibt es bei Heißwasserbetrieb nicht, d.h. es hätte die Regelung dann an die beiden Zustände „An“ und „Aus“ angepasst werden müssen, während die direkte Verdampfung eine größere Flexibilität gegenüber wechselnden Dampfabnahmemengen erlaubt. Zu beachten ist dabei die hohe thermische Belastung am Kollektoraustritt mit Temperaturen bis maximal 350 °C, allerdings bei moderater Drucklage.

Aus diesen Gründen und, weil die direkte Dampferzeugung mit Vakuumröhrenkollektoren als neue Technologie das interessantere Verfahren ist, wurde in diesem Projekt entschieden, dieses Verfahren zu verwenden. Zusätzlich wurde ein Dampfbehälter installiert, der bei instationärem Betrieb und bei An- und Abfahrvorgängen eine Pufferfunktion übernehmen kann und außerdem die Schnittstelle zum Latentwärmespeicher bildet.

Mit der in Karlsruhe entstandenen Anlage können nun genauere Daten zu Verlusten und zum Energieaufwand durch Pumpen und Ventilantriebe in typischen Betriebszuständen aufgenommen und ausgewertet werden, um ein genaueres Bild der Vorgänge bei der direkten Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren zu erhalten.

Paket 2d) Konzeptentwicklung zur Prozessdampferzeugung

Wie schon in 2c) beschrieben, wurde entschieden, die direkte Dampferzeugung zu verwenden und näher zu untersuchen. Die in 2b) durchgeführten Versuche ließen erkennen, dass die Effizienz der Dampferzeugung nicht hinter den für Wasser geltenden Kennlinien zurückbleiben muss.

Allerdings zeigten die Versuche auch, dass die Regelung nicht nur die Gegebenheiten des Strahlungsangebots berücksichtigen muss, sondern auch sehr genau auf die Anforderungen des Dampfverbrauchers abgestimmt werden muss. Besonders wurde deutlich, dass zur Erzeugung von überhitztem Dampf eine relativ lange Vorlaufzeit notwendig ist. Um die Energie beim morgendlichen Systemstart oder in Zeiten niedriger Strahlung besser nutzen zu können, wurde deshalb ein Dampfbehälter (B1) vorgesehen, der optional dem Kreislauf zugeschalten werden konnte. Er diente auch als Puffer zum Latentwärmespeicher, der sicher vor hohen Temperaturen und damit vor überhitztem Dampf geschützt werden musste.

Eine Übersichtsskizze zum Anlagenkonzept für den Sommerbetrieb ist in Bild 3-13 zu sehen. Hier sind nur die schwarzen Systemteile in der Einheit solare Dampferzeugung aktiv. Die Versorgung der Hochschule erfolgt während des Sommerbetriebs nur mit Kaltwasser und ist vom Solarteil abgekoppelt.

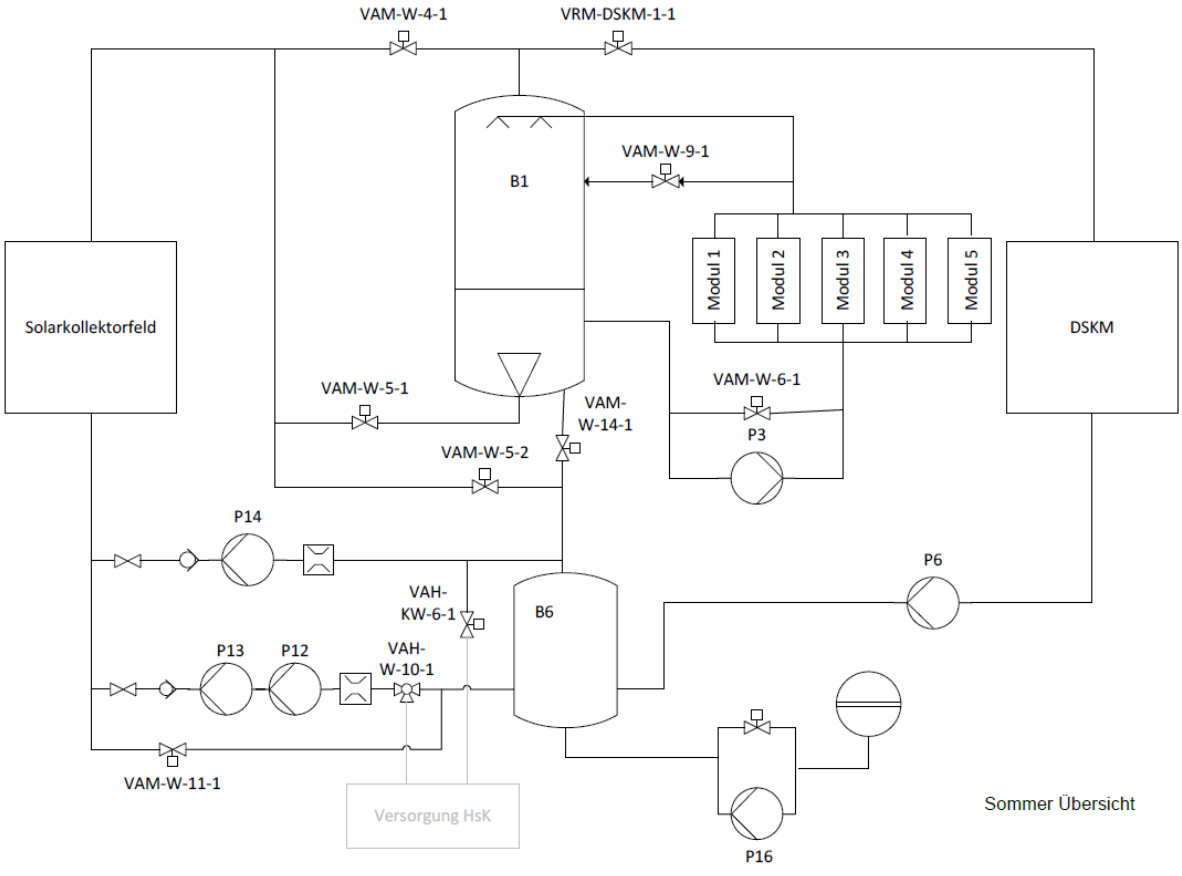


Bild 3-13. Sommerbetrieb der Einheit solare Dampferzeugung

Für die dargestellte Sommerkonfiguration wurden außer dem Zustand „Dampferzeugung Volle Leistung“, bei dem über die Ventile VAM-W-4-1 und VRM-DSKM-1-1 der Solardampf direkt die DSKM antreibt, weitere Betriebszustände definiert, um die Be- und Entladung des Latentwärmespeichers bei An- und Abfahren und Leistungsschwankungen des Solarkollektorfeldes aufgrund einer fluktuierenden Solareinstrahlung, wie sie beispielsweise bei Wolkendurchgängen auftritt, ausgleichen zu können und die Dampfversorgung dem Dampfbedarf der DSKM besser anpassen zu können. Außerdem muss die Anlage störungsfrei in einen Ruhezustand gelangen können, wenn kein Dampfbedarf besteht.

Die Regelung der Anlage im Dampfbetrieb wurde für die Programmierung einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) konzipiert. Die Regelung der Anlage während des Standard-Solarbetriebs erfolgt durch den Ritter XL Solar-Standardsolarregler („SystaSolar“). Um die reibungslose Koordination der beiden Regler zu gewährleisten, mussten ihre Einsatzgrenzen und die Schnittstellen mit Schnittstellenkommunikation definiert werden.

Für die Zustände SystaSolar-Betrieb, SPS-Ruhezustand, SPS-Vorwärmen-Solarkreis, SPS-Dampferzeugung-Teillleistung, SPS-Dampferzeugung-Volle-Leistung und SPS-Dampferzeugung-Latentwärmespeicher wurden Regelparameter, Funktionen, Stellsignale, Start- und Stopp-Bedingungen und einstellbare Grenzwerte und Rechengrößen definiert. Aus den Erfahrungen der Vorversuche abgeleitet, konnten erste Voreinstellungen für die Größe der einstellbaren Werte gewählt werden. Zusätzlich wurden die notwendigen Messstellen ausgewählt.

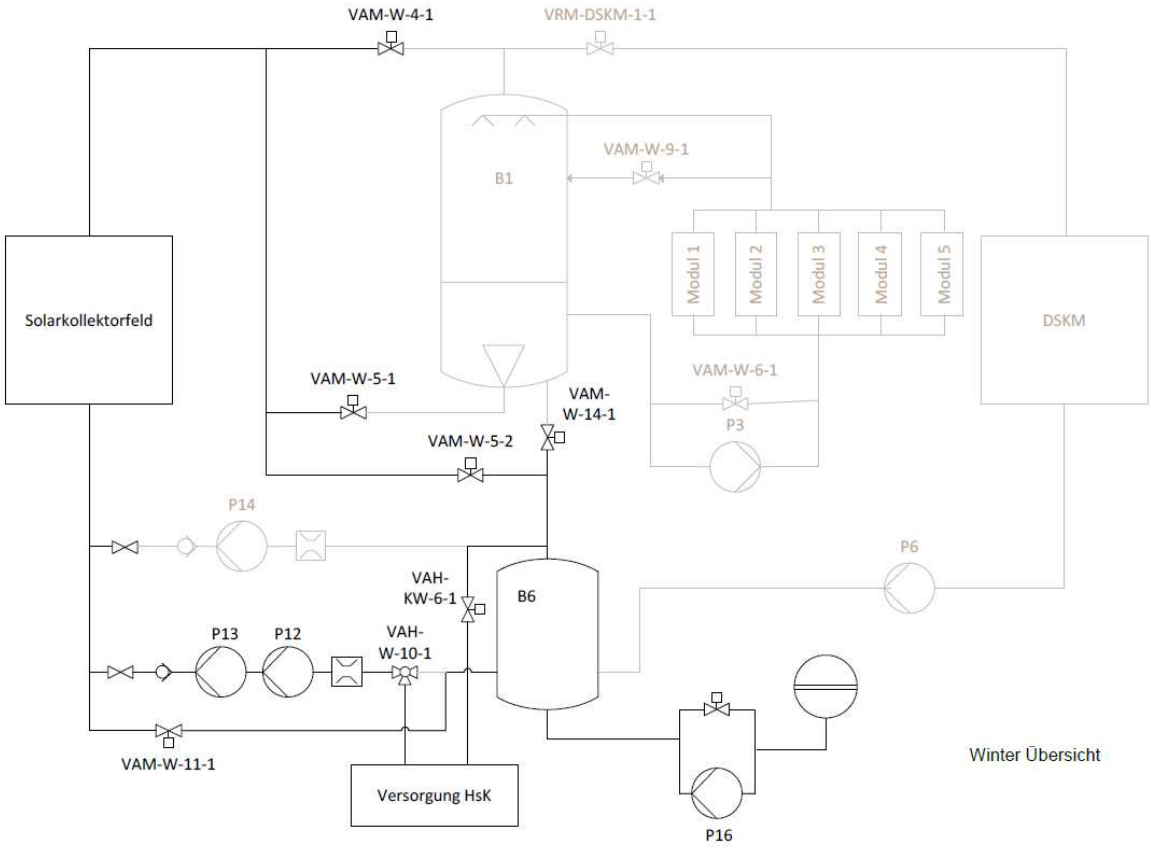


Bild 3-14. Winterbetrieb der Einheit solare Dampferzeugung

Da am gewählten Standort lediglich eine Rohrleitung ins Gebäude für Wärme- und Kälteabnahme verlegt wurde, musste auf die Möglichkeit der Wärmelieferung an das Gebäude an kalten Tagen im Sommer verzichtet werden, da die Leitung im Sommer nur zur Gebäudekühlung genutzt werden kann.

Im Winterbetrieb müssen die Rohrleitungen für die Solaranlage freigeschaltet werden und können dann wiederum nur zur Gebäudeheizung und nicht zur Kühlung verwendet werden.

Eine Übersichtsskizze zum Anlagenkonzept für den Winterbetrieb ist in Bild 3-14 zu sehen.

Das Automatisierungskonzept der Solaranlage wurde mit dem Automatisierungskonzept des Wärmespeichers und der Gesamtanlage abgestimmt und floss ein in die vom Fraunhofer Institut Umsicht verfasste Beschreibung des gesamten Automatisierungskonzepts der Demonstrationsanlage [FHI2].

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Arbeitspaket 3 – Planung Kollektorfeld

Paket 3a) Verfahrenstechnische Planung des Kollektorfelds

Schon bei den vielfach bewährten Ritter XL Solar-Anlagen ist durch die besondere interne und externe Konfiguration sichergestellt, dass ohne jegliche Regelventile im Kollektorfeld eine optimale Strömungsverteilung über das gesamte Feld erreicht wird. In früheren Arbeiten zur Dampferzeugung mit Ritter-Kollektoren [BAU1] wurde gezeigt, dass dasselbe günstige Verhalten für die Dampferzeugung bei Verwendung der Kollektorfelder als Zwangdurchlauf- oder Zwangumlaufkessel vorausgesetzt werden kann. Deshalb wurde bei der Planung des Kollektorfeldes auf die bewährte Konfiguration ohne Regelventile zurückgegriffen.

Eine Berechnung der zu erwartenden Strömungsverhältnisse, der Druckverluste und der zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten der Dampfströmung in den Rohrleitungen ergab, dass die standardmäßig verwendeten Rohrleitungen in unveränderter Größe auch für die Dampferzeugung verwendet werden können. Dabei wurde darauf geachtet, im Zweifel die größere Variante zu wählen, um die Dampfgeschwindigkeiten und damit die Druckverluste und die Belastungen der Rohrwandungen, insbesondere in Rohrbögen, möglichst gering zu halten.

Auch die standardmäßig maximal verwendete Anzahl von fünf Kollektoren in Reihe erwies sich als passend für die Anwendung bei der Dampferzeugung.

Die Vorlaufleitungen mussten, um den Kondensatabtransport zu gewährleisten, mit einem Gefälle zu den Dampfabnehmern hin von 1 bis 2 % ausgelegt werden.

Für die Auslegung wurden Vorgaben und Diagramme aus dem Spirax Sarco-Handbuch „Grundlagen der Dampf- und Kondensattechnologie“ [SPI1] verwendet.

Aufgrund der höheren Temperaturen in der Vorlaufleitung ist bei Solaranlagen zur Dampferzeugung darauf zu achten, dass die beste wirtschaftlich noch zu vertretende Isolierung der Vorlaufleitung gewählt wird. Die Isolierung aller Solarleitungen wurde aufgrund der teilweise sehr hohen Temperaturen in Mineralwolle ausgeführt. Die Isolierung der Stichleitungen zwischen den Kollektoranschlüssen und den Sammelleitungen an der Giebelseite des Gebäudes wurde etwa 30 % dicker als üblich gewählt.

Paket 3b) Detailauslegung des Kollektorfelds

Aufgrund der verschiedenen Möglichkeiten bei der Standortwahl wurde von der Firma Ritter XL Solar im Auftrag der Ritter Gruppe für drei verschiedene Standorte eine detaillierte Planung der Kollektoraufstellung und -montage erstellt. Den Zuschlag erhielt das Sheddach des Laborgebäudes LB der Hochschule Karlsruhe mit Aufstellung des Containers für Wärmespeicher, Ausdehnungsgefäß und DSKM neben dem Gebäude.

In Bild 3-15 ist eine Gesamtansicht des Gebäudes LB mit der endgültigen Konfiguration der im Außenbereich montierten Anlagenteilen dargestellt.

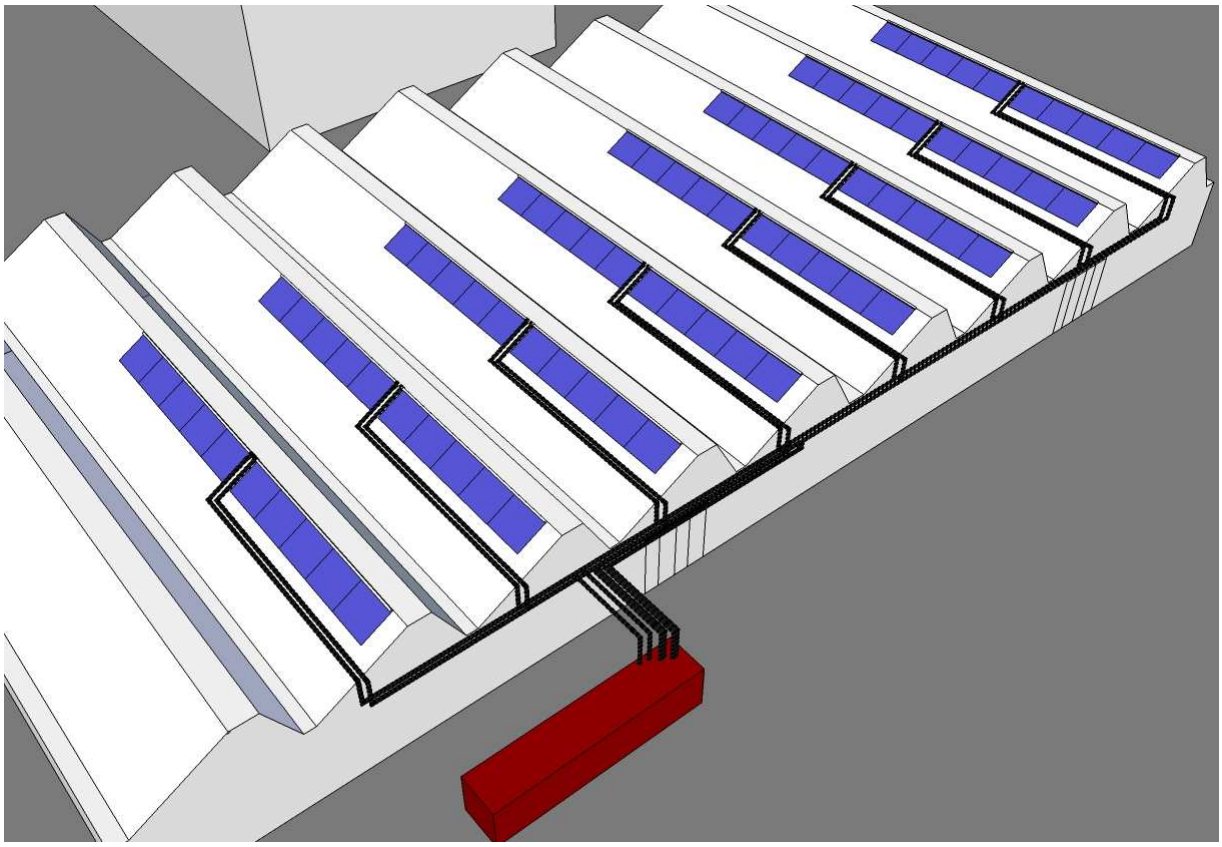


Bild 3-15. Gesamtansicht des Gebäudes LB mit Container und Solaranlage

Das erste Sheddach konnte wegen davorstehender Bäume nicht genutzt werden, sodass 8 Sheddächer mit jeweils zwei parallelen Kollektormodulen aus jeweils fünf seriell verschalteten Kollektoren belegt wurden. Daraus ergab sich eine Anlagengröße von 394 m² Bruttokollektorfläche. Das im Hintergrund stehende sehr hohe Gebäude B wirft am späten Nachmittag einen Schatten auf die Solaranlage, sodass diese an den Ostrand gerückt wurde, um den Zeitpunkt des Schattenwurfs möglichst zu verzögern. Bei diesem Montageort ist die Anlage von März bis September nachmittags bis mindestens 15:30 Uhr unverschattet. Aufgrund der in den Kollektoren gespeicherten Wärmekapazität und aufgrund von ausgleichenden Effekten zwischen den Kollektorreihen wurde angenommen, dass mit verminderter Leistung noch einige Zeit darüber hinaus Dampf erzeugt werden kann. Diese Annahme hat sich in der Praxis später bestätigt.

Die Nennleistung von 200 kW_{th} erreicht das Kollektorfeld bei einer Einstrahlung von 900 W/m² und einer Temperaturdifferenz zur Umgebung von 80 K. An heißen Sommertagen erreicht die Einstrahlung häufig über mehrere Stunden Werte um 1000 W/m².

Bei einer Einstrahlung von 500 W/m² und Temperaturdifferenzen um 120 K werden noch über 80 kW Leistung und Dampfmassenströme von 140 kg/h erreicht. Das ist ausreichend, um einen der beiden verwendeten Dampfstrahlapparate zu versorgen.

Aufgrund der baulichen Vorgaben an diesem Standort waren acht Einzelleitungen zu den Kollektormodulen auf jedem Sheddach notwendig. Dadurch vergrößerten sich leider die Rohrleitungsverluste, sowohl den Druck, als auch die Wärme betreffend. Das Kollektorfeld weist gegenüber dem Dampfstrahlapparat an heißen Sommertagen, an denen die Kälteversorgung besonders benötigt wird, eine

Leistungsreserve auf. Die voraussichtlichen Verluste durch die Leitungen an diesen Tagen wurden unter Verwendung von Wärmeverlustrechnungen auf ca. 5 % bis 10 % der Kollektorfeldleistung geschätzt. Dies wurde in Kauf genommen und die Installation trotzdem so ausgeführt. An weniger günstigen Tagen zehren die Leitungsverluste einen relativ gesehen größeren Anteil der gewonnenen Leistung auf und können somit zu einem häufigeren Takten bei ungünstigen Wetterbedingungen führen. Die Betrachtung der Rohrleitungsverluste an dieser Anlage liefert wichtige Daten zur Auslegung weiterer Anlagen und zur Definition sinnvoller Grenzen für die Leitungslängen.

Weitere besondere Merkmale des Kollektorfelds werden im Arbeitspaket 7b) beschrieben.

Während der Detailplanung erfolgte die Auswahl der Messgeräte, Ventile und Pumpen zur Steuerung der oben beschriebenen Betriebszustände.

Die Anbindung der Solarverrohrung an die im Container befindlichen Komponenten wurde in Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut Umsicht und der Hochschule Karlsruhe geplant.

Dazu wurden mehrere Zeichnungen zur Kollektormontage, zur Verlegung der Solarrohre und zur Leitungsverlegung im Container erstellt. Die Erstellung eines R&I-Schemas durch das Fraunhofer Institut Umsicht und die Erstellung von 3D-Zeichnungen zur Aufstellung der Komponenten und der Leitungsverlegung im Container durch die Hochschule Karlsruhe wurden eng begleitet, wobei das in Arbeitspaket 2d) erarbeitete Konzept Umsetzung fand.

In Bild 3-16 ist beispielhaft die 3D-Ansicht des Solarvorlaufs im Container mit der genauen Lage der Rohrleitungen dargestellt.

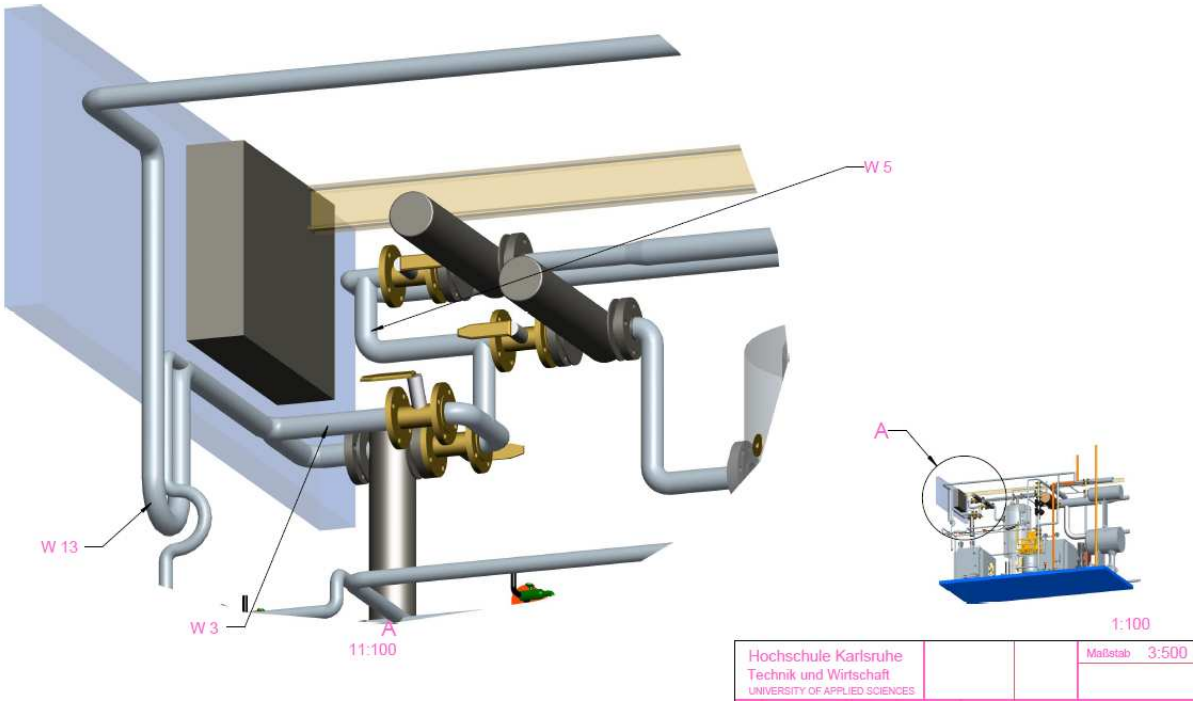


Bild 3-16. 3D-Ansicht des Solarvorlaufs im Container

In der Übersicht über die südseitige Containerhälfte, rechts unten in Bild 3-16 und in Bild 3-17 vergrößert dargestellt, sind der Dampfbehälter, die Latentwärmespeicher und die Enden der aus dem nordseitigen Containerteil in den Bildausschnitt hineinragenden Dampfstrahlapparate mit den Verdampferbehältern zu sehen.

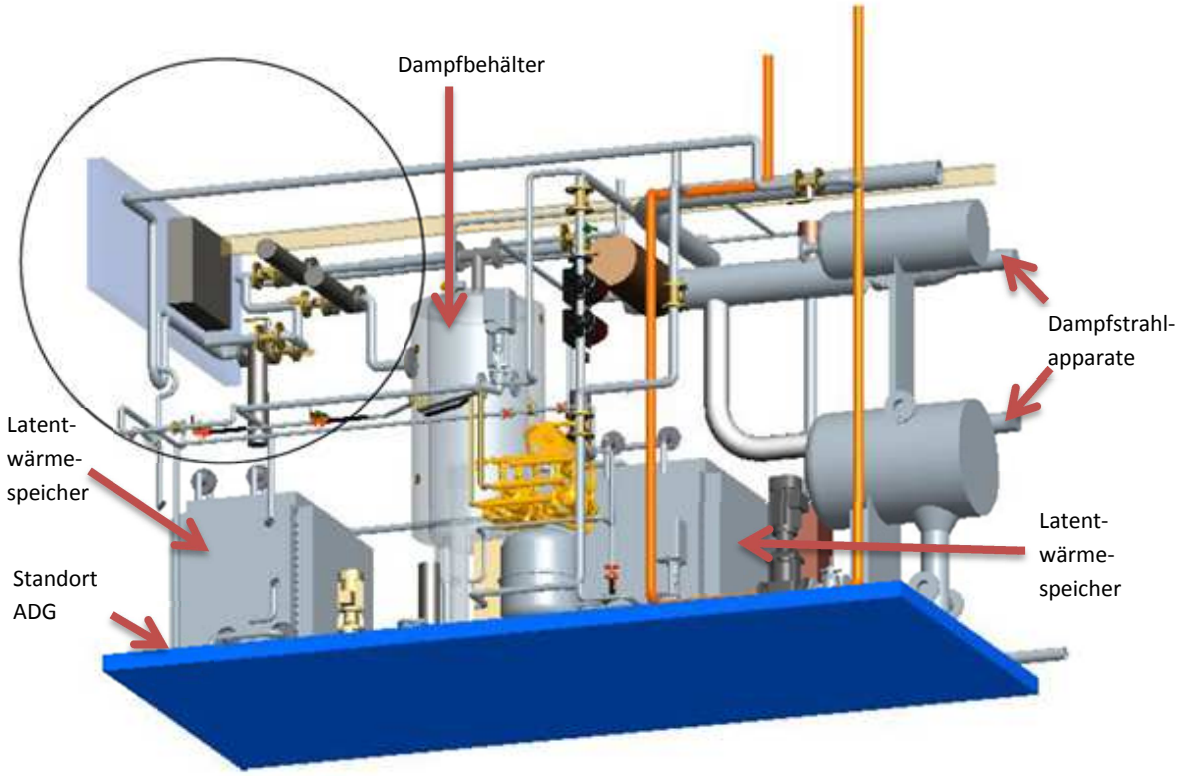


Bild 3-17. Übersicht über die Apparate im Container

Das Ausdehnungsgefäß (ADG) mit Vorgefäßen, zur Aufnahme von Flüssigkeit während des Dampfbetriebs und zur Regulierung des Flüssigkeitsspiegels im Dampfbehälter, wurde aus dieser Ansicht ausgeblendet, um eine bessere Übersicht zu erhalten. Diese Gefäße sind in Bild 3-18 zu sehen, in dem wiederum die gegenüberliegenden Geräte ausgeblendet sind. Sie wurden so ausgelegt, dass sich der im Kollektorfeld entstehende Dampf in allen Betriebszuständen ungehindert bei der gewünschten Drucklage ausdehnen kann. Die Vorgefäße übernehmen mehrere Funktionen, nämlich den Schutz der Ausdehnungsgefäße vor zu hohen Temperaturen, die Vorwärmung des von der DSKM zurückgeförderten Kondensats und die Aufnahme von überschüssigem heißen Wasser aus dem Flüssigkeitsvorrat des Dampfbehälters zur späteren Wiedereinspeisung in den Solarkreis.

Das schemenhaft in Bild 3-18 zu sehende Gestell für die Gefäße hat die Firma Ritter XL Solar konstruiert und speziell für die Aufstellung der Behälter übereinander auf engem Raum passgenau fertigen lassen.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

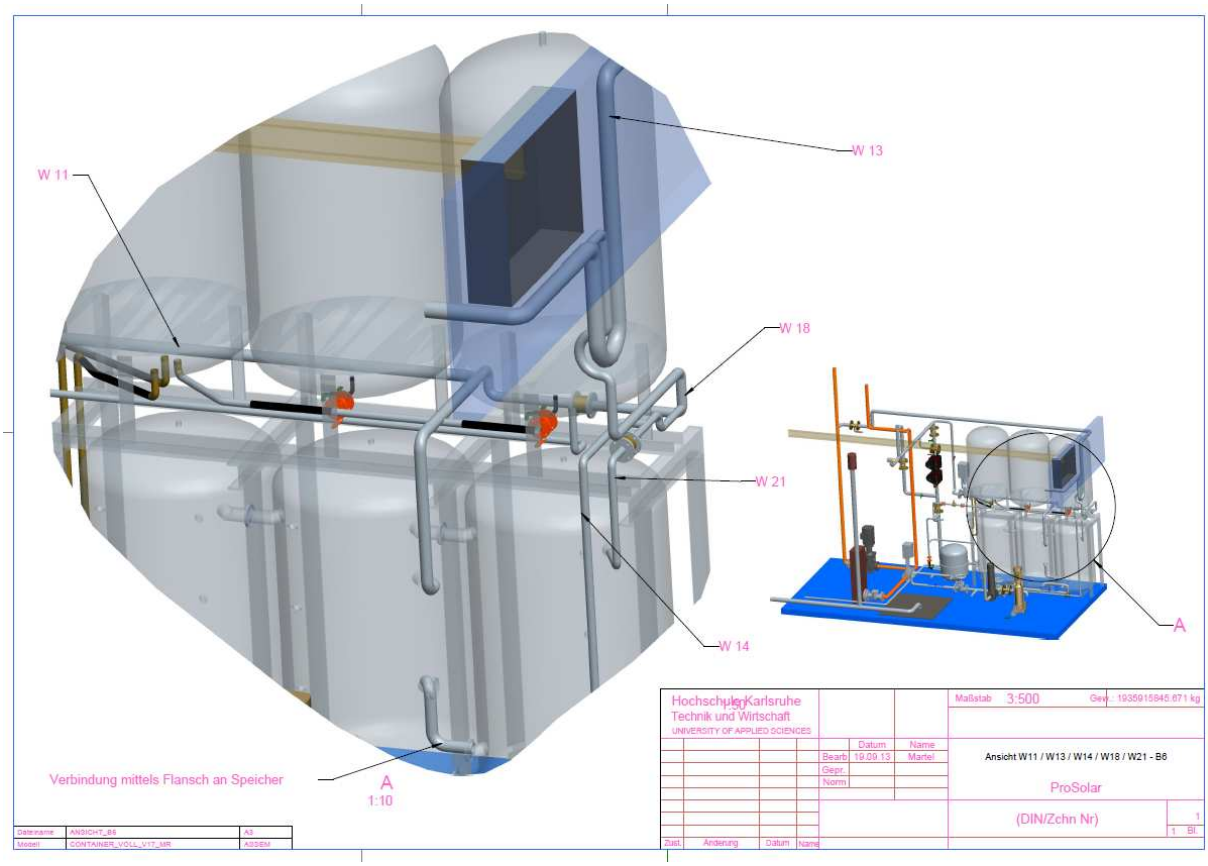


Bild 3-18. Ausdehnungsgefäße mit Vorgefäßen

Arbeitspaket 7 – Montage der Gesamtanlage

An der Montage der Gesamtanlage hat sich die Firma Ritter XL Solar intensiv beteiligt. Sie übernahm nicht nur die Ausschreibung, Planung und Überwachung der Montage des Kollektorfelds und der Solarverrohrung unter Berücksichtigung aller Spezialanforderungen zur Anpassung der Anlage an die Anforderungen des Dampfbetriebs. Sie plante, bestellte und überwachte auch die Montage der Ausdehnungsgefäße im Container und hatte großen Anteil an der Bestellung, Planung und Überwachung aller im Container neu zu installierenden Rohrleitungen. Außerdem beteiligte sie sich an der Bestellung, Planung und Überwachung der Rohrleitungsverbindungen zur Haustechnik im Keller des Gebäudes LB.

Wichtig war auch die intensive Zusammenarbeit zum Zwecke des Erstellens von umfassenden Informationen für das Bauamt, um sicherzustellen, dass alle Planungen genehmigungsfähig sein würden.

Paket 7a) Ausschreibung und Bestellung der Einzelkomponenten

Dieser Arbeitspunkt wurde in enger Zusammenarbeit aller Projektbeteiligten durchgeführt. Die Firma Ritter XL Solar übernahm die Ausschreibung und Bestellung der Montage des Kollektorfelds, der Ausdehnungsgefäße mit Vorgefäßen und eines großen Teils der Rohrleitungen.

Paket 7b) Montage und Bauüberwachung

Nachdem die Baugenehmigung für den endgültigen Standort schließlich erteilt und die Komponenten bestellt waren, konnte im Frühjahr 2013 die Montage beginnen.

Die detaillierte Ausführungsplanung für die Montage der auf die Dampferzeugung angepassten Kollektoren, der Solarverrohrung und der Messtechnik war in enger Abstimmung der Ritter Gruppe, der Hochschule Karlsruhe und dem Fraunhofer Institut Umsicht erfolgt.

Für die direkte Dampferzeugung mussten Kollektorkomponenten und Solarverrohrung besonderen Anforderungen genügen, passende Spezifikationen wurden erarbeitet.

Die Erstellung der für die Montage notwendigen Zeichnungen und Anweisungen wurde selbst durchgeführt oder beratend begleitet, um die Umsetzung der in der Planung erarbeiteten Vorgaben sicherzustellen.

Die Montagearbeiten auf dem Dach, am Gebäude und im Container wurden durch die Teilnahme an Meetings und durch Vor-Ort-Termine unterstützt. Zusätzliche Messstellen im Kollektorfeld und im Container wurden vor Ort festgelegt.

Der Montagebeginn erfolgte im Juni 2013. Zunächst wurde die Unterkonstruktion für die Kollektoren und die Verrohrung für die acht Scheddächer fertiggestellt (Bilder Bild 3-19 und Bild 3-20).

Bild 3-19. Montagebeginn

Bild 3-20. Unterkonstruktion und Verrohrung

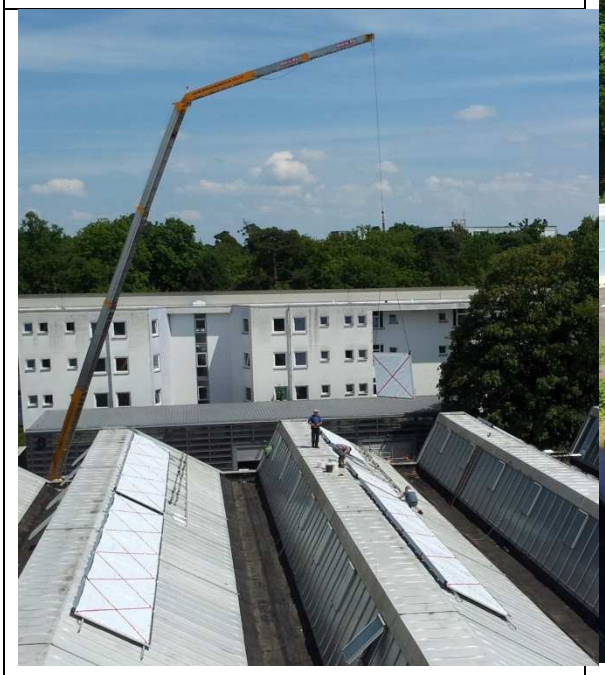
Die Anlieferung der Kollektoren erfolgte in Holzkisten. Am ersten und zweiten Juli wurden die Kollektoren mit Hilfe eines Autokrans relativ kleiner Größe, jedoch mit großem Ausleger, verteilt.

Die Kollektoren wurden mit einer weißen Schutzfolie geliefert (Bilder 3-21 bis -24).

Sie wurden mit Klemmringverschraubungen verbunden. Dabei kam im Rücklauf eine kostengünstigere Messingausführung zur Anwendung mit einer Temperaturbeständigkeit bis 200 °C. Im thermisch höher belasteten Vorlauf wurden hochwertige Edelstahlverbindungen verwendet, die bei Temperaturen bis zu 400 °C eingesetzt werden können.

Auf jedem Sheddach wurden zwei Kollektormodule mit jeweils fünf Kollektoren in Reihe nebeneinander montiert. Die parallele Anbindung der beiden Module an das besonders druckstabile Schwarzrohr der Solarverrohrung erfolgte zwischen den Modulen über eine Sonderanfertigung, ein T-Stück aus Edelstahlrohr mit angeschweißtem Schwarzrohr. Im Vorlauf-T-Stück wurde jeweils eine Tauchhülse für den Temperaturfühler am Kollektorausgang integriert.

Die Anbindung der Module erfolgte vorlaufseitig genau mittig, damit die Druckverluste bei Durchströmung mit Dampf genau symmetrisch bleiben. Im Rücklauf fällt die leichte Asymmetrie nicht stark ins Gewicht, da hier nie Dampf, sondern nur Kondensat und damit ein sehr kleiner Volumenstrom auftritt.



Bilder 3-21, 3-22, 3-23, 3-24. Anlieferung und Verteilung der Kollektoren

Bild 3-25. Anbindung der Kollektormodule an die Solarverrohrung

In Bild 3-25 ist die Anbindung der Kollektormodule vor Anbringung der Dämmung zu sehen.

Nach Fertigstellung der Anbindung erfolgte die Montage der Temperaturfühler auf den Sheddächern.

Nach Anbringung der Temperaturfühler wurde die Solarverrohrung mit einer Wärmedämmung mit Blechmantel versehen. Die fertige Dämmung ist in Bild 3-26 zu sehen.

In Bild 3-27 bis -30 sind die fertig montierten Kollektormodule mit der isolierten Anschlussverrohrung zu sehen. Das, von Süden gesehen, erste Scheddach wurde aufgrund der Verschattung durch davorstehende Bäume nicht mit Kollektoren versehen.

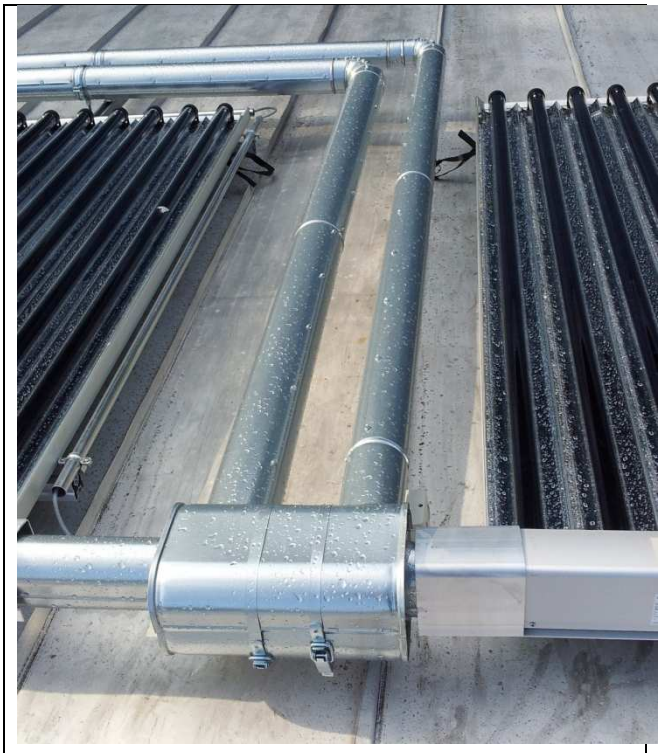


Bild 3-26. Verrohrung mit Dämmung und Blechmantel (Blickrichtung von oben)

Während der Schweißarbeiten fand ein Vor-Ort-Besuch des TÜV SÜD statt.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

Bild 3-27. Oberkante Kollektormodule, Dach 2 und 3

Bild 3-28. Kollektormodule auf Dach 4 und 5

Bild 3-29. Kollektormodule auf Dach 6 und 7

Bild 3-30. Kollektormodule auf Dach 8 und 9

Details der Rohrführung an der Giebelwand des Gebäudes sind in den Bildern Bild 3-27 bis -30 zu sehen. Die Rohrführung erfolgte mit 1-2 % Gefälle, um den Kondensatablauf zu gewährleisten. Die Anbindung der acht Kollektorfelder erfolgte symmetrisch von der Hauptleitung (untere Leitung in Bild 3-31) und mittig zwischen Kollektorfeld 4 und 5. Die Hauptleitung wurde in DN 50 ausgeführt.

Bei Erwärmung der Leitung schiebt das Rohr in der Wärmedämmung (am äußersten Ende bis zu 80 mm), der Blechmantel bleibt dabei fix zum Gebäude. Lediglich an den Abzweigen nach oben zu den Kollektorsträngen sind die Rohrschellen jeweils auf Schiebegleiter gesetzt (Bild 3-34). Spezielle Gleitübergänge im Blechmantel nehmen die Längenverschiebungen jeweils links und rechts der T-Stücke auf.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium
für Bildung
und Forschung

Bild 3-31. Gefälle der Solarverrohrung an der Giebelwand, Anbindung der Hauptleitung

Bild 3-32. Anbindung der nördlichen Kollektorfelder

Bild 3-33. Anbindung der südlichen Kollektorfelder

Bild 3-34. Schiebegleiter

Da der Container nicht direkt neben dem Gebäude aufgestellt werden konnte, mussten die Rohre mit Hilfe einer Rohrbrücke über die zwischen Container und Gebäude liegende Durchfahrt geführt werden, s. Bild 3-35.

Bild 3-35. Rohrbrücke zum Container, Solarverrohrung unten

Nach Fertigstellung der Kollektor- und Verrohrungsmontage erfolgte der Ausbau des Containers mit den Solarpumpen, den Ventilen, den Messgeräten und der Druckhaltestation. Da der Dampfbehälter, die Schnittstelle zwischen Kollektoren, Wärmespeichern und Dampfstrahlapparaten, erst im Oktober geliefert wurde, musste bei der Leitungsverlegung ausreichend Platz für das nachträgliche Einbringen des Behälters berücksichtigt werden.

Das Vorgefäß und die Ausdehnungsgefäße der Druckhaltestation mussten auf jeweils drei Behälter aufgeteilt werden, die platzsparend entlang der Containerwand aufgestellt wurden.

In Bild 3-36 unten sind die drei Pufferspeicher zu sehen, die als Vorgefäß dienen. Sie sind parallel über Flanschverbindungen unten und oben verschaltet. Der mittlere Speicher verfügt zudem über einen Glattrohrwärmetauscher. Damit lässt sich zum einen Wärme von oben einschichten. Gleichzeitig wird vermieden, dass sich eine Dampfblase oben im Puffer ausbilden kann. Sollte bei großen Mengen Dampfeintritt der Wärmetauscher zur vorständigen Kondensation nicht ausreichen, so dient das anschließende Diffusorrohr (Bilder 3-37 und 3-38) im rechten Behälter zur Verringerung der Geräuschbildung.

Zur Montage der Ausdehnungsgefäße über den Vorgefäßen wurde ein Gestell konstruiert (rote Träger in Bild 3-36 Mitte).

In Bild 3-36 ist zu sehen, dass der Platz im Container vollständig ausgenutzt wurde. Die Entlüfter der Ausdehnungsgefäße stoßen fast oben an der Decke an.

Bild 3-36. Behälter für die Druckhaltung mit Gestell

Bilder 3-37, 3-38, 3-39. Diffusorrohr (Detail und Gesamtansicht), Einbausituation der Gefäße

Die Zugänglichkeit der Absperrungen und Entleerungen der MAGs ist trotz des beengten Bauraumes noch ausreichend gegeben. Unter dem linken Fuß der linken MAGs ist ein Öldrucksensor zur Gewichtsmessung des Gefäßes angeordnet. Er informiert die Druckhaltestation über den Füllstand der drei Gefäße. Dies ist aufgrund der schwankenden Füllstände in den Behältern und dem Austausch von Wasser mit den Dampfstrahlapparaten notwendig.

Im Herbst und Winter wurden der weitere Ausbau des Containers und die Einbringung des Dampfbehälters intensiv von der Firma Ritter XL Solar betreut. Die Firma Ritter Energie- und Umwelttechnik wurde regelmäßig über den Projektstand informiert und befasste sich mit Fragen, die durch die spezielle Anwendung dieser Anlage aufgeworfen wurden. Dies betraf die Sicherheitstechnik, die Befüllung mit einem geeigneten Wärmeträger und Details der letzten Bauteile und Messgeräte und ihrer Anbindung.

Die Fragen der Sicherheitstechnik wurden bewertet und mit dem TÜV geklärt. Als Wärmeträger wurde vollentsalztes Wasser, zunächst ohne Zugabe von Zusatzstoffen, ausgewählt. Details der Einbringung des Dampfbehälters, der Auswahl und Montage der Sensoren und der Regelventile wurden analysiert und in der Diskussion mit den Projektbeteiligten festgelegt.

Schließlich konnte die Inbetriebnahme des Regelsolarbetriebs, geregelt durch den Ritter XL-Solarregler im Winter 2013/2014 erfolgen.

Paket 7c) Funktionstests

Im Frühjahr fanden zur Vorbereitung der Inbetriebnahme Dampf Funktionstests der Einzelkomponenten und Anlagenteile für die Dampf- und Kälteerzeugung statt. Die Hauptverantwortung für die Funktionstests lag beim Fraunhofer Institut Umsicht und der Firma Infopolaris, die für die Programmierung der Regelung der gesamten Anlage auf der SPS gewonnen werden konnte. Die Firma Ritter unterstützte dabei, wo notwendig mit Informationen zur Funktionsweise der einzelnen Komponenten. Der herausragenden Kompetenz und dem beispiellosen Einsatz der Firma Infopolaris ist es zu verdanken, dass die schwierige Programmierung der einzelnen Aktoren und deren Abstimmung gut verlaufen ist und im Frühsommer 2014 die Funktionsfähigkeit der gesamten Anlage hergestellt werden konnte.

Arbeitspaket 8 – Inbetriebnahme

Innerhalb dieses Arbeitspakets war die Firma Ritter hauptsächlich am Teil a) beteiligt. Deshalb wird nur dieser Teil hier beschrieben.

Paket 8a) Inbetriebnahme und erste Versuchsfahrten

Im Winter 2013/2014 erfolgte zunächst die Inbetriebnahme des Standardsolarbetriebs durch die Firma Ritter XL Solar. Aufgrund der großen Erfahrung dieser Firma mit solaren Großanlagen zeigten sich dabei keine besonderen Schwierigkeiten.

Wie in Bild 3-40 zu sehen, lieferte die Solaranlage im März 2014 an klaren Tagen bereits in beträchtlichem Umfang Wärme an das Heiznetz der Hochschule.

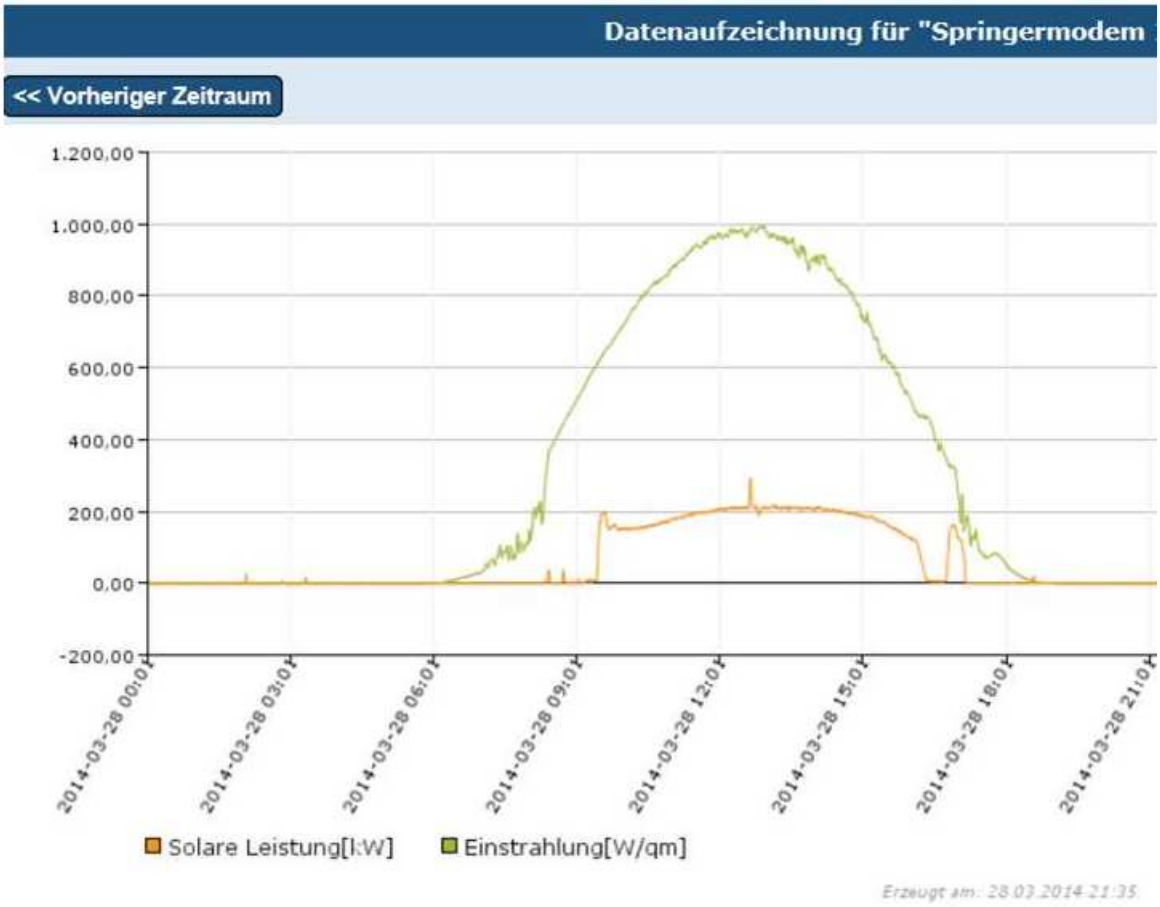


Bild 3-40. Beispiel für Datenaufzeichnung des Solarreglers im Winter 2014

Im Mai erfolgte vorbereitend auf die Inbetriebnahme der Dampferzeugung die Druckprüfung in Beisein des TÜV SÜD, die von der Firma Ritter, unterstützt durch die Firma Infopolaris, das Fraunhofer Institut Umsicht und die Hochschule Karlsruhe, organisiert wurde. Dazu wurde ein Ablaufplan erstellt, der die Prüfung zweier Druckbereiche mit jeweils 8 bzw. 13 bar beinhaltete.

Die Druckprüfung wurde Anfang Mai vorbereitet. Dazu wurden die einzelnen Schritte zur Absperrung oder Umstellung der einzelnen Ventile vorbereitet. Es wurden Drucktransmitter, temporäre Verbindungsleitungen und Sicherheitsventile ausgewählt, bestellt und eingebaut und die Messwerterfassung für die Aufzeichnung der relevanten Daten vorbereitet. Die Druckprüfung fand in der Nacht vom 5. auf den 6. Mai erfolgreich statt.

Danach erfolgten erste Versuchsfahrten zur Dampf- und Kälteerzeugung, die federführend vom Fraunhofer Institut Umsicht und aufgrund der guten Kenntnis der SPS-Regelung von der Firma Infopolaris durchgeführt wurden. Die Versuchsfahrten wurden von den anderen Projektpartnern beratend und teilweise auch aktiv unterstützt. Leider wurden dabei einige fehlerhafte Komponenten und Fehler der Verschaltung und Regelung von Komponenten erkennbar, sodass einige Reparaturen und Anpassungen der Regelung notwendig waren, bevor der automatische Betrieb aufgenommen werden konnte.

Arbeitspaket 9 – Demonstrationsbetrieb

Innerhalb dieses Arbeitspakets war die Firma Ritter an der Betreuung und Messdatenerfassung für das Solarkollektorfeld beteiligt. Deshalb wird nur das Solarkollektorfeld beschrieben.

Paket 9a) Demonstrationsbetrieb und Betriebsbetreuung

Die ersten Betriebsmonate waren geprägt von der Erprobung einzelner Betriebszustände und der Abstimmung einzelner Komponenten innerhalb dieser Betriebszustände. So musste z.B. die Regelung der Dampfspeisepumpe durch die Firma Infopolaris mehrfach neu angepasst werden, bis der jeweils gewünschte Volumenstrom sicher erreicht werden konnte.

Da als Dampfspeisepumpe, anders als im Vorversuch, eine Kreiselpumpe ausgewählt worden war, mussten auch Störeinflüsse durch Druckschwankungen und durch die Pumpen der Kondensatrückspeisung und der Druckhaltung berücksichtigt und reduziert werden. Um den Flüssigkeitsspiegel im Dampfbehälter B1 sicher zu beherrschen, mussten zusätzlich die Beladepumpe des Latentwärmespeichers und der Dampfverbrauch der DSKM koordiniert werden.

Zahlreiche Sommertage wurden für Testläufe zur Optimierung einzelner Funktionen genutzt, sodass nur wenige Tage genutzt wurden, um Leistungsfahrten durchzuführen. Diese Leistungsfahrten zeigten jedoch, dass gute Ergebnisse erwartet werden können, wenn die gesammelten Betriebserfahrungen in Programmanpassungen umgesetzt werden.

Paket 9b) Messdatenerfassung

Zur Beurteilung der Anlageneffizienz wurde der Volumenstrom der Dampfspeisepumpe mit einem Volumenstromzähler gemessen. Im Solarkreis kamen zahlreiche Temperaturfühler zum Einsatz, die zum Teil schon im Regler von Ritter XL Solar enthalten sind. Die zusätzlichen Fühler werden durch die SPS erfasst. Die Solarstrahlung wird gemessen von zwei Strahlungssensoren, jeweils einem für Solarregler und SPS. Die Messdaten wurden regelmäßig von der Hochschule Karlsruhe ausgelesen und den Projektteilnehmern zur Verfügung gestellt. Dies geschah in Form einer von Infopolaris erstellten Excel-Datei mit komfortabler Diagrammfunktion für gemessene und berechnete Werte.

Arbeitspaket 10 – Auswertung Betrieb

Paket 10a) Betriebsbewertung und Optimierungspotenziale

Paket 10 b) Umsetzung von Optimierungsmaßnahmen

Diese beiden Arbeitspakete werden anhand von ausgewählten Messwerten gemeinsam für das Solarkollektorfeld beschrieben.

Beispielhaft sollen hier die Ergebnisse zweier Tage mit unterschiedlichen Wetterbedingungen dargestellt werden, anhand derer bereits erfolgte und künftig mögliche Optimierungen diskutiert werden. Dadurch soll ein Ausblick auf die künftig mögliche Nutzung der Anlage gegeben werden.

Zunächst wird der 18.7.2014 betrachtet. Dieser Tag war klar, mit nahezu optimaler Einstrahlung, wie in Bild 3-41 zu sehen.

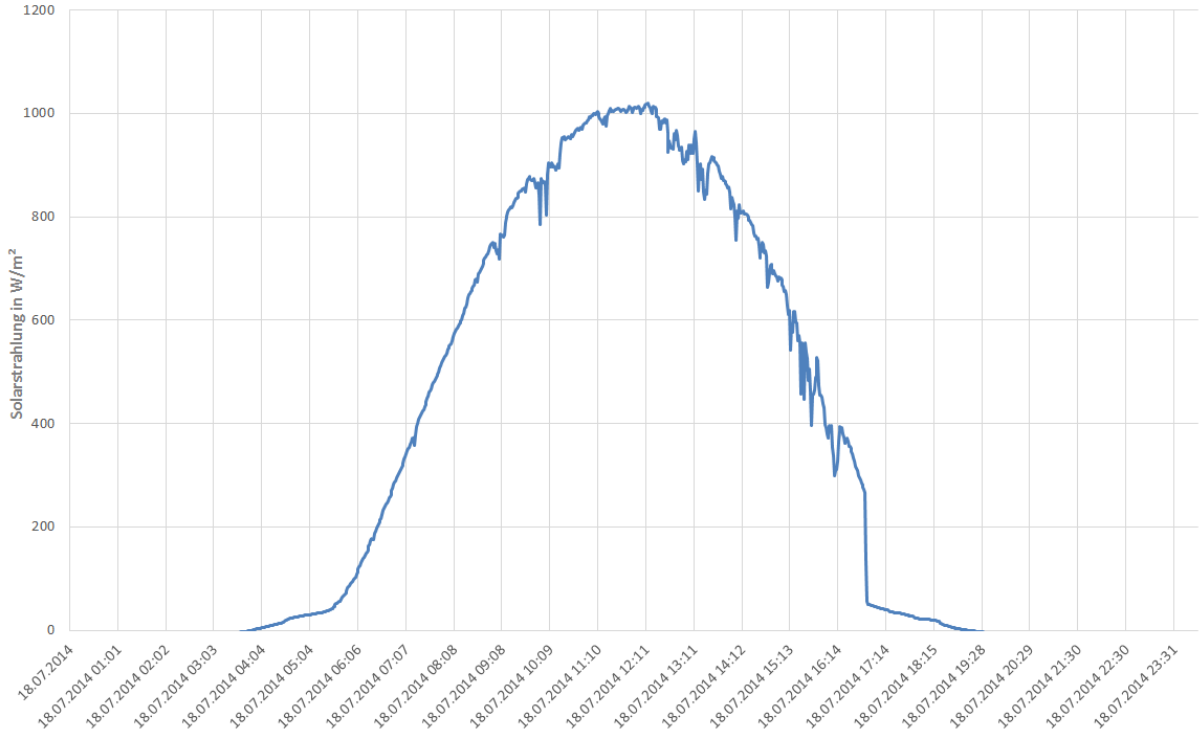


Bild 3-41. Solarstrahlung in Karlsruhe am 18.07.2014

Ab 9 Uhr morgens bis 14:15 Uhr am Nachmittag überstieg die Solarstrahlung 800 W/m², zwischen 11 Uhr und 12:30 Uhr lag bei ca. 1000 W/m², mit kleinen Schwankungen von ca. +/- 30 W/m². Um 15:15 Uhr fiel sie unter 600 W/m² und fiel dann schnell weiter ab.

An diesem Tag wurde schon überhitzter Dampf im Kollektorfeld erzeugt, als um 8:10 Uhr bei ca. 600 W Einstrahlung die Einspeisung von ca. 200 l/h einsetzte (Bild 3-42). Dieser Volumenstrom wurde wegen der gewählten Regelungseinstellung an diesem Tag von der Dampfspeisepumpe bis auf die Regelschwankungen bis 14:50 Uhr konstant gehalten. Um 14:50 Uhr erreichte die Verdampfungszone im Kollektor den Kollektorausgang, sodass nur noch Sattdampf erzeugt werden konnte.

Am abrupten Beginn mit sofort 200 l/h und an den starken Regelschwankungen, besonders beim Abfahren der Anlage, ist zu sehen, dass weitere Optimierungen des Einspeiseverhaltens notwendig sind. Diese wurden teilweise im weiteren Verlauf des Sommers durchgeführt.

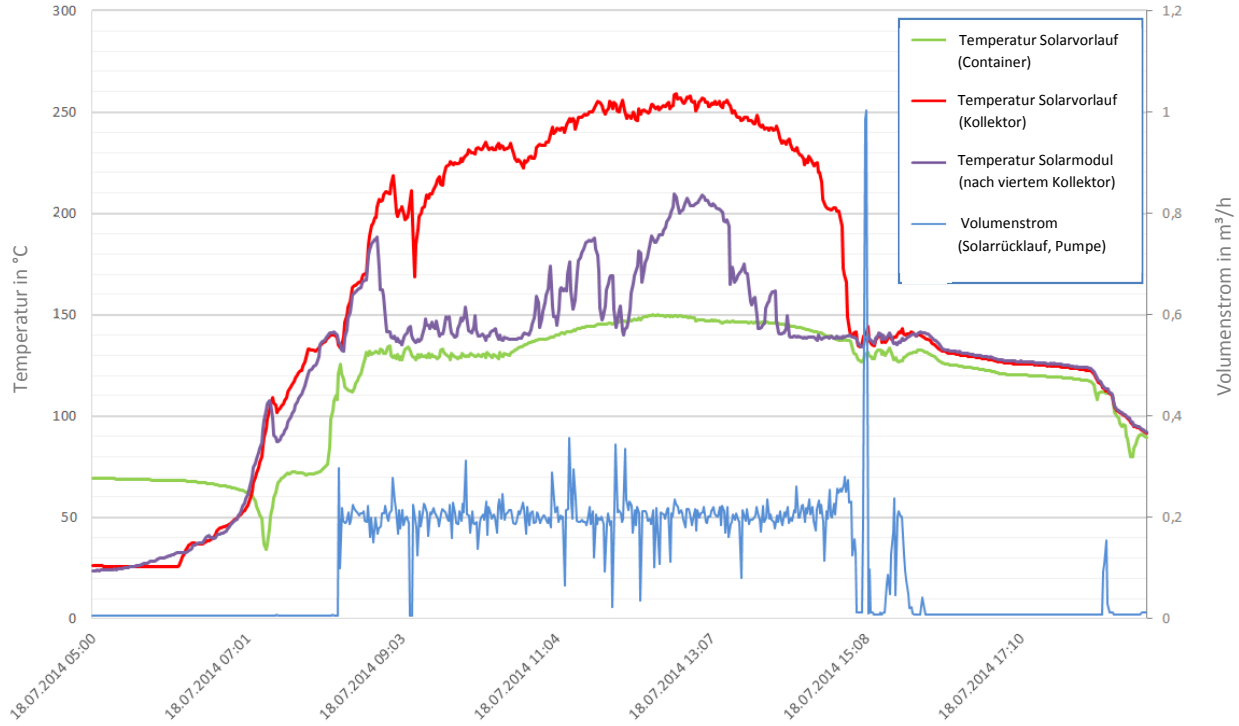


Bild 3-42. Temperaturen und Volumenstrom am Solarkreis am 18.07.2014

Mit Beginn der Einspeisung wurde die Beladung des Latentwärmespeichers begonnen, 40 Minuten später, um 8:50 Uhr begann die DSKM zu arbeiten um ab 9:10 Uhr Kälte in den Kältespeicher und in das Kältenetz der Hochschule einzuspeisen. Die Kältemaschine lieferte an diesem Tag bis ca. 15:00 Uhr Kälte. Der Druck im Dampfbehälter B1 konnte ab 8:30 Uhr bis 16:00 Uhr bei Drücken um 3 bar_{abs} gehalten werden.

Die Temperaturen des überhitzten Dampfs am Kollektoraustritt schwankten bis 10:40 Uhr noch in den einzelnen Modulen. Ab 10:30 Uhr bis 14:50 Uhr reichte die Einstrahlung aus, um die Überhitzung am Kollektoraustritt konstant so hoch zu halten, dass am Ende der Solarverrohrung im Container eine stetige Überhitzung messtechnisch festgestellt werden konnte.

Im folgenden soll die Effizienz der Solaranlage an diesem Tag betrachtet werden. Näherungsweise, bei einer Restungenauigkeit durch Schwankungen während der An- und Abfahrvorgänge, kann davon ausgegangen werden, dass 400 Minuten (oder 6 ⅔ Stunden) lang überhitzter Dampf erzeugt wurde. Die gesamt Menge überhitzten Dampfs bei einem Mittelwert von 201,1 l/h Wassereinspeisung (Wassertemperatur ca. 100 °C an der Pumpe, damit ρ_W = 0,958 kg/l) war damit 1284,4 kg. Die zur Verdampfung dieser Wassermenge bei 138 °C Verdampfungstemperatur notwendige Energie beträgt 2150,5 kJ/kg x 1284,4 kg = 767,2 kWh. Da das Wasser am Kollektorfeldeintritt durchschnittlich eine Temperatur von ca. 100 °C hatte, waren zur Vorwärmung 60 kWh nötig, zur

Überhitzung von durchschnittlich 100 K wurden insgesamt 89,3 kWh aufgewendet. Insgesamt wurden im Kollektorfeld ca. 916,7 kWh an den überhitzten Dampf übertragen.

Die gesamte an diesem Tag auf das Kollektorfeld eingestrahlte Sonnenenergie betrug 2759 kWh. Unter Berücksichtigung der Kollektorwirkungsgrade wären davon theoretisch 1488 kWh zur Verdampfung bei einer Verdampfungstemperatur von 138 °C nutzbar. Damit wäre ein Tagesnutzungsgrad von 54 % erreichbar. Tatsächlich erreicht wurden 33 %. Dabei blieb allerdings Energie, die lediglich zur Erzeugung von Warmwasser oder Sattdampf diente unberücksichtigt.

Es ist davon auszugehen, dass in der Zeit bis 8:10 Uhr und ab 14:50 Uhr die auf das Kollektorfeld einfallende Strahlung lediglich zum Vorwärmen, bzw. zum Warmhalten des Solarkreises genutzt werden kann. In diese Zeit entfallen 263 kWh (17,6 %). Damit verbleiben nutzbar noch 1225 kWh. Von diesen wurden 916,7 kWh, d.h. 74,8 % genutzt, also blieben ca. 25 % der zur Verfügung stehenden Leistung oder 308,3 kWh ungenutzt.

Zunächst muss beachtet werden, dass der obige theoretische Wert sich ohne Berücksichtigung einer Überhitzungszone errechnete. D.h., dass am 18.7. 89,3 kWh bei einem schlechteren Wirkungsgrad und damit bei relativ großem Flächenverlust erzielt wurden. Als mittlerer Wert für die Kollektortemperatur kann hier aufgrund der sehr ausgedehnten Überhitzungszone 220 °C angenommen werden. Damit sinkt der Wirkungsgrad um ca. 25 % und die benötigte Fläche steigt um 33 %. Entsprechend hätte auf derselben Fläche bei Nutzung zur Verdampfung um 33 % mehr Energie, also ca. 119 kWh übertragen werden können bzw. 29,8 kWh mehr. Es verbleiben noch 278,5 kWh verlorene Leistung, die zu erklären sind.

Bei optimaler Ausnutzung zur Verdampfung bei 138 °C entsprechen 278,5 kWh (auf 6 ⅔ Stunden gerechnet) einer Leistung von 41,8 kW. Die nach der Kollektorkennlinie für das gesamte Feld berechnete durchschnittlich in der betrachteten Zeit maximal nutzbare Leistung entspräche 184 kW. Damit ergibt sich, dass die verlorene Leistung einem Flächenverlust von 22,7 % oder etwas mehr als einem der fünf in Reihe geschalteten Kollektoren entspricht.

Bei genauerer Betrachtung der Temperaturen im Kollektorfeld fällt auf, dass ab 10:30 Uhr der Dampf schon nach dem vierten Kollektor des Moduls eine deutliche Überhitzung aufweist. Es ist also davon auszugehen, dass die Fläche des fünften Kollektors der Module vor allem in den leistungsstarken Mittagsstunden nicht für die Verdampfung genutzt wird, sondern nur von überhitztem Dampf durchströmt wird und somit der Flächenverlust durch die Überhitzungszone wesentlich größer ist, als bei der Auslegung geplant. Erklärbar ist das dadurch, dass die in der Planung vorgesehene Anpassung des Massenstroms an die Höhe der am 18.7. noch nicht in das Programm implementiert war.

Nach Implementierung dieser Funktion in das SPS-Programm kann der Flächenverlust deutlich reduziert werden. Gelingt es, die effektiv zur Verdampfung genutzte Fläche um 15 % der Kollektorfeldfläche zu erweitern, ergibt sich ein Mehrnutzen von 184 kWh pro Tag und damit ein erreichbarer Kollektortagesnutzungsgrad von 40 %.

Die Anlage kann in der Zukunft genutzt werden, um die Solarleitungsverluste und die Verhältnisse beim Vorwärmen der Anlage und bei der Erzeugung von Sattdampf genauer zu erforschen. Die an diesem Tag gemessenen Leitungsverluste betrugen ca. 120 kWh.

Der zweite Tag, dessen Messdaten vorgestellt werden sollen, ist der 12.08.2014. Er dient als Beispiel für einen Tag, an dem die Sonneneinstrahlung immer wieder durch Wolkendurchgänge unterbrochen wurde (Bild 3-43).

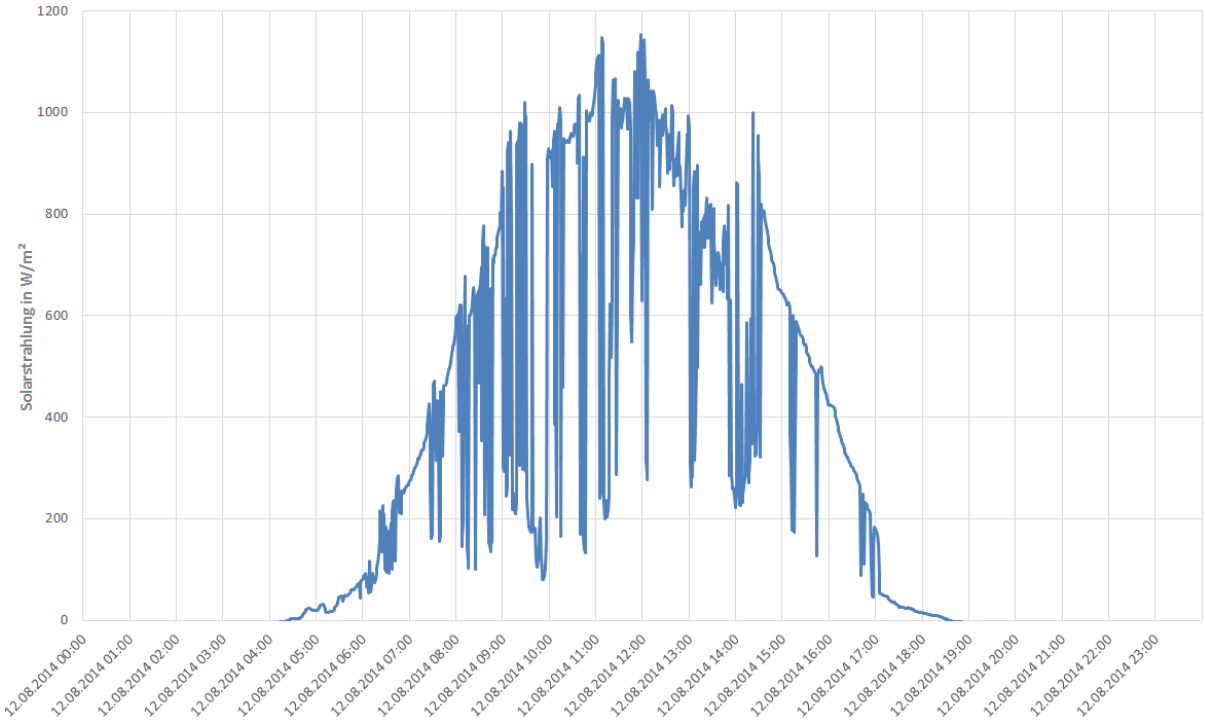


Bild 3-43. Solarstrahlung in Karlsruhe am 12.08.2014

Obwohl die Solarstrahlung an diesem Tag momentane Spitzenwerte bis 1150 W/m² erreichte, waren die Schwankungen sehr groß mit kurzen Phasen um 200 W/m². In dem an diesem Tag für die Dampferzeugung maßgeblichen Zeitraum lag der Mittelwert der Einstrahlung bei 695 W/m².

Ab 9:15 Uhr bis 15:15 Uhr wurde recht kontinuierlich überhitzter Dampf erzeugt, wobei der Durchschnittswert für die Überhitzung bei lediglich 10 K lag (Bild 3-44). Die Verdampfungstemperatur lag im Schnitt bei 144,5 °C. Während einiger Phasen (insgesamt ca. 140 Minuten (2 ⅓ Stunden)) wurde nur Sattdampf oder nicht messbar überhitzter Dampf erzeugt. Für diese Phasen wird die vorsichtige Annahme getroffen, dass der Restanteil Flüssigkeit bei durchschnittlich 50 % lag. Aufgrund der starken Einstrahlungsschwankungen schwankte am 12.08. auch der Druck im Dampfbehälter B1 relativ stark, konnte aber in der Zeit zwischen 9:15 Uhr und 15:15 Uhr auf einem Durchschnittswert von 4,1 bar_{abs} gehalten werden. Trotz der großen Schwankungen überstieg der Druck im Dampfbehälter zwischen 10:30 Uhr und 15:50 Uhr immer 3 bar_{abs}. Die Wassernachspeisung in das Kollektorfeld wurde an diesem Tag in Abhängigkeit von den Temperaturen am Kollektoraustritt geregelt, mit Spitzenwerten um 450 l/h und ebenfalls starken Schwankungen. Diese Art der Regelung ähnelt der geplanten Regelung nach der Einstrahlung. Bewirkt durch die Trägheit des Systems, entsteht jedoch dabei ein größerer Zeitversatz zwischen Regelgröße und Stellgröße und damit größere Schwankungsabweichungen vom Sollwert. Aufgrund eines Fehlers des Strahlungssensors konnte die Regelung nach der Einstrahlung an diesem Tag nicht eingesetzt werden. Für den zukünftigen Betrieb muss die Regelung durch Implementierung dieser Funktion in das SPS-Programm weiter verbessert werden. Zusätzlich muss der maximale Volumenstrom reduziert werden, da auch bei maximaler Einstrahlung ein

Volumenstrom von 450 l/h nicht vollständig verdampft werden kann. Durch den relativ hohen Tropfenanteil im Solarvorlauf wird die Lebensdauer der Anlage vermindert. Die während der betrachteten Zeit (360 min bzw. 6 Stunden) eingespeiste durchschnittliche Wassermenge war 278,3 l/h. Vorerst soll mit diesem Mittelwert gerechnet werden. Eine genauere Zuordnung von eingespeister Wassermenge zu entstandener Dampfmenge kann nach weiteren Betriebserfahrungen erfolgen, nach umfassender Untersuchung der Zeitfaktoren der Anlage und gleichzeitig Weiterentwicklung der Regelung.

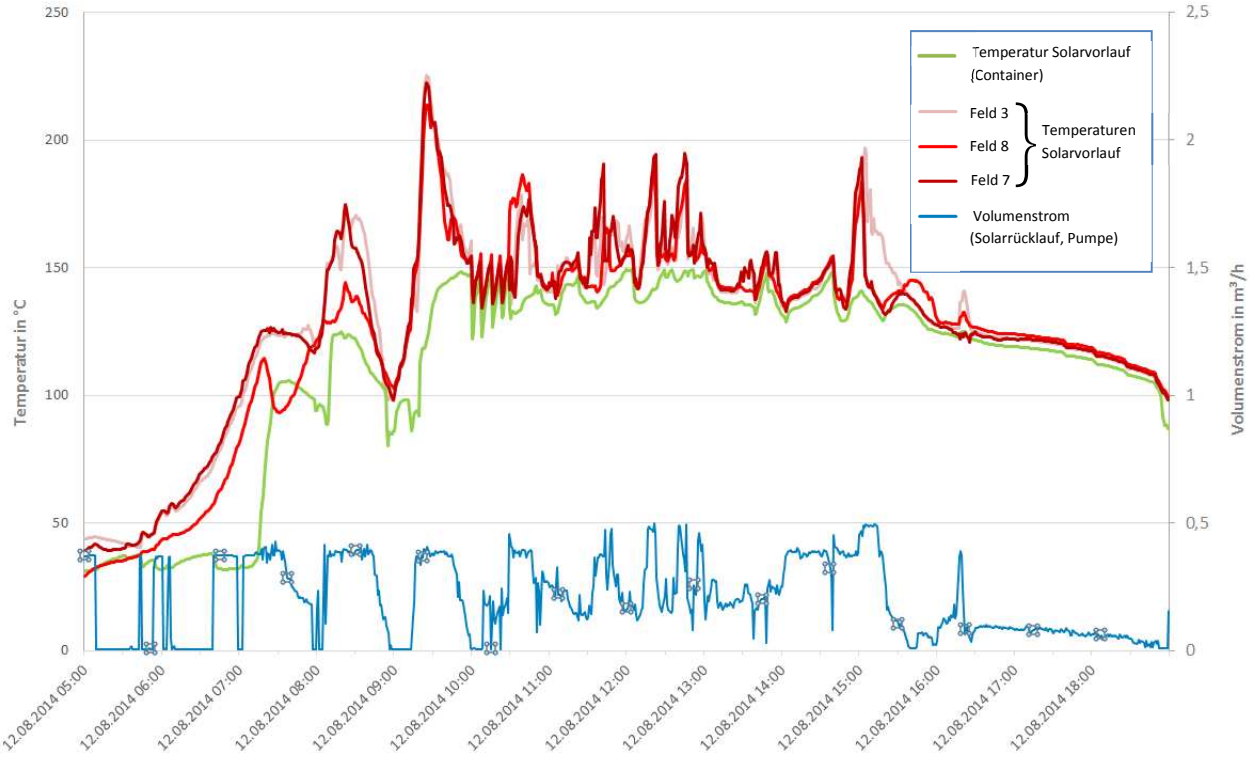


Bild 3-44. Temperaturen und Volumenstrom am Solarkreis am 18.07.2014

Mit den Mittelwerten von Durchfluss, Druck und Überhitzung, unter Berücksichtigung der Zeiten, während derer nur Sattdampf erzeugt wurde, kann die im betrachteten Zeitraum durch die Dampferzeugung genutzte Energie bestimmt werden zu 769 kWh. Die theoretisch zur Verdampfung nutzbare Energiemenge während dieser Zeit entsprach mit 770 kWh recht genau diesem Wert. Das ist insofern nicht überraschend, als die Temperaturen im Kollektor sich nicht über lange Zeiten von diesem Wert entfernten und im Gegensatz zum vorigen Beispiel nicht sehr hohe Überhitzungen vorlagen.

Die gesamte Summe der Solarstrahlung auf das Kollektorfeld an diesem Tag war 2217 kWh. Es wurde ein Tagesnutzungsgrad von 34,7 % erreicht.

Aufgrund der niedrigeren Temperaturen in der Solarleitung können die Rohrleitungsverluste dieses Tages geschätzt werden auf ca. 80 kWh. Bei etwas gleichmäßigerer und niedrigerer Drucklage könnten noch ein wenig niedrigere Werte erreicht werden. Bedingt durch die Gesamtlänge der Verrohrung bei dieser Anlage, ist aber auch in Zukunft mit Verlusten in dieser Größenordnung, also ca. 4 % der Tagesstrahlungssumme zu rechnen.

GEFÖRDERT VOM
Bundesministerium für Bildung und Forschung

Paket 10 c) Technologiebewertung

Für die Bewertung der Technologie wurde eine Jahresanalyse durchgeführt. Wie in 10 a/b) dargestellt, können Tagesnutzungsgrade von 30 % an den Sommertagen, an denen die DSKM genutzt wird, angenommen werden.

Bei der Firma Ritter in Karlsbad im Landkreis Karlsruhe ist seit einigen Jahren Messtechnik zur Erfassung von Wetterdaten installiert. Über mehrere Jahre wurden Daten zum Wetter und zur solaren Kühlung gesammelt. Aus diesen Daten konnten Richtwerte für Bedarf und Angebot solarer Kühlung im Landkreis Karlsruhe ermittelt werden. Nach den gewonnenen Erfahrungen gibt es über den Sommer verteilt (Mai bis August) ca. 60 sonnige Tage mit Solarstrahlung entsprechend Tagesstrahlungssummen größer 2000 kWh auf das Karlsruher Kollektorfeld. An diesen Tagen besteht i.d.R. ein Kühlbedarf zur Klimatisierung.

Die an diesen Tagen durchschnittlich auf das Kollektorfeld in Karlsruhe eingestrahlte Solarenergie beträgt ca. 2480 kWh und es kann ein Tagesnutzungsgrad von 30 % sicher erreicht werden. Damit beträgt die vom Kollektorfeld an den sonnigen Sommertagen eines Jahres lieferbare Wärmemenge mindestens 45 MWh pro Jahr.

Die Tage mit Strahlungssummen unter 2000 kWh bleiben vorerst unberücksichtigt. Weitere Untersuchungen an der Demonstrationsanlage könnten zeigen, welche Tagesnutzungsgrade an diesen Tagen erreicht werden können. Dadurch könnte die erreichbare Jahresnutzung noch ansteigen. Es ist aber zu erwarten, dass die Anlage an vielen Sommertagen mit gemäßigten Temperaturen nicht in Betrieb gehen wird, da dann kein Kältebedarf besteht. Theoretisch wären in Summe an ca. 40 Tagen, deren Strahlungssumme über 1000 kWh aber unter 2000 kWh liegt, bei durchschnittlichen Tagesstrahlungssummen von 1590 kWh und 30 % Tagesnutzungsgrad im Zeitraum Mai bis August zusätzlich 19 MWh Wärme über Solardampf lieferbar.

Während der Heizperiode (September bis April) kann die Anlage 114 MWh Wärme an das Heiznetz der Hochschule Karlsruhe liefern.

Über das gesamte Jahr können also mit einer Anlage dieser Art und Größe mindestens 160 MWh Solarwärme genutzt werden. Bei 394 m² Bruttofläche und 360 m² Aperturfläche ist das ein Jahresertrag von 444 kWh pro m² Aperturfläche. Bei Bedingungen, die es ermöglichen, die oben erwähnten ungünstigeren Tage zwischen 1000 und 2000 kWh zusätzlich zu nutzen, sind 178 MWh/a oder 494 kWh/m²a möglich.

So können, ersetzt die Anlage zum Beispiel Wärme aus einem Ölkessel, 16000 bis 18000 l Heizöl (EL) im Jahr eingespart und damit 50 bis 55 t CO_2 pro Jahr vermieden werden.

4 Literaturverweise

[BAU1]

Bauer, Irmgard: “Wiederinbetriebnahme von Solaranlagen aus dem überhitzten Zustand und Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren“, Masterarbeit, IKKU, Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft, 2009

[COO1]

Department of Energy Engineering, Technical University Denmark: „Coolpack: Refrigeration Utilities“, Version 2,84; Lyngby, Denmark, www.et.dtu.dk/CoolPack, 2000.

[DON1]

Dong, Yunjun: „Direkte Dampferzeugung in Vakuumröhrenkollektoren“; Masterarbeit, Institut für Thermische Energietechnik, Universität Kassel; Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG, Karlsbad, Oktober 2011.

[FHI1]

Fraunhofer Institut UMSICHT: „Untersuchung betriebsoptimierender Maßnahmen an solarthermischen Anlagen zur Kälteerzeugung“, BMBF FöKZ 0327406D, Oberhausen, 2012

[FHI1]

Fraunhofer Institut UMSICHT: „Automatisierung der Demonstrationsanlage“, Oberhausen, 2014

[GRU1]

Grün, Nathalie: „*Konzeption eines Messaufbaus, Vermessung und Auswertung der Messdaten einer Anlage zur Solaren Kühlung“,* Diplomarbeit, Fachhochschule für Technik und Wirtschaft, Berlin, 2007.

[KRU1]

Krüger, Dirk, et.al.: „P3 – Pilotanlage zur solaren Prozesswärmeerzeugung mit Parabolrinnenkollektoren“ BMU-FöKZ 0329609A, 0329609B, 0329609C, DLR, Köln, 2011.

LUN1]

Lund S., Søe L.: “District heating assisted ejector cycle refrigeration plant for process cooling and air-condition purposes”, Natural Working Fluids ’98, IIR – Gustav Lorentzen Conference, Oslo, Norwegen, 1998/4

[MPA1]

MPA Stuttgart: Untersuchungsbericht 9024316000/Beu „Registerstücke mit Lötmuffen“, Stuttgart, 30.08.2012 (vertraulicher Bericht, liegt Fa. Ritter in Schriftform vor)

[NOE1]

Noeres, Peter: „Thermische Kälteerzeuung mit Dampfstrahlkältemaschinen – Konzepte und Erfahrungen“, KI – Luft- und Kältetechnik 42 (2006), No.11, pp. 478-483, ISSN: 0945-0459

[POL1]

Pollerberg, Clemens; Dr. Christian Dötsch: „Untersuchung und Optimierung eines Verfahrens zur solaren Kälteerzeugung auf Basis von Parabolrinnenkollektoren und einer Dampfstrahlkältemaschine“, DBU-AZ 22692, Fraunhofer Institut Umsicht, Oberhausen, Juni 2006.

[RXL1]

Ritter XL Solar GmbH: http://ritter-xl-solar.com/anwendungen/solare-prozesswaerme/, Karlsbad, 20.01.2015

[RXL2]

Ritter XL Solar GmbH: http://ritter-xl-solar.com/anwendungen/prozesswaerme/zehnder-group-switzerland/, Karlsbad, 20.01.2015

[SCH1]

Schmidt, Alexander; J. Martin: „Direktverdampfung im Solarkollektor“, Projektarbeit, Fachbereich Maschinenbau, Fachhochschule Karlsruhe, WS 2004/2005

[SPI1]

Spirax Sarco: „Grundlagen der Dampf- und Kondensattechnologie“, Spirax Sarco GmbH, Konstanz, 1970-2006

5 Abbildungsverzeichnis

Bild 2-1. Vakuumröhre und Register [GRU1] 11
Bild 2-2. Reflexion der CPC Spiegel bei unterschiedlichem Lichteinfall [GRU1] 11
Bild 3-1. Kreislaufschema der Anlage 17
Bild 3-2: T,s - Diagramm des Kreisprozesses 18
Bild 3-3. CPC Allstar 40 Wirkungsgrad 21
Bild 3-4. Skizze der Versuchsanlage 23
Bild 3-5. Ablauf der Regelung 24
Bild 3-6. Versuch im Aufbau mit noch abgedecktem Kollektor auf dem Dach der Firma Ritter 25
Bild 3-7. Testergebnisse am 26.08.2011 27
Bild 3-8. Überblick über Versuchstage mit Standardkollektor CPC Allstar 40 28
Bild 3-9. Vergleich gemessene Wirkungsgrade – Kennlinie 28
Bild 3-10. Kennlinie des neuen Kollektors AquaPlasma 30
Bild 3-11. Ergebnisse mit dem neuen Kollektor AquaPlasma 30
Bild 3-12. Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit der Kollektortemperatur. 33
Bild 3-13. Sommerbetrieb der Einheit solare Dampferzeugung 36
Bild 3-14. Winterbetrieb der Einheit solare Dampferzeugung 37
Bild 3-15. Gesamtansicht des Gebäudes LB mit Container und Solaranlage 40
Bild 3-16. 3D-Ansicht des Solarvorlaufs im Container 41
Bild 3-17. Übersicht über die Apparate im Container 42
Bild 3-18. Ausdehnungsgefäße mit Vorgefäßen 43
Bild 3-19. Montagebeginn 45
Bild 3-20. Unterkonstruktion und Verrohrung 45
Bilder 3-21, 3-22, 3-23, 3-24. Anlieferung und Verteilung der Kollektoren 46
Bild 3-25. Anbindung der Kollektormodule an die Solarverrohrung 47
Bild 3-26. Verrohrung mit Dämmung und Blechmantel (Blickrichtung von oben) 47
Bild 3-27. Oberkante Kollektormodule, Dach 2 und 3 48
Bild 3-28. Kollektormodule auf Dach 4 und 5 48
Bild 3-29. Kollektormodule auf Dach 6 und 7 48
Bild 3-30. Kollektormodule auf Dach 8 und 9 48

Bild 3-31. Gefälle der Solarverrohrung an der Giebelwand, Anbindung der Hauptleitung 49
Bild 3-32. Anbindung der nördlichen Kollektorfelder 49
Bild 3-33. Anbindung der südlichen Kollektorfelder 49
Bild 3-34. Schiebegleiter 49
Bild 3-35. Rohrbrücke zum Container, Solarverrohrung unten 50
Bild 3-36. Behälter für die Druckhaltung mit Gestell 51
Bilder 3-37, 3-38, 3-39. Diffusorrohr (Detail und Gesamtansicht), Einbausituation der Gefäße 51
Bild 3-40. Beispiel für Datenaufzeichnung des Solarreglers im Winter 2014 53
Bild 3-41. Solarstrahlung in Karlsruhe am 18.07.2014 56
Bild 3-42. Temperaturen und Volumenstrom am Solarkreis am 18.07.2014 57
Bild 3-43. Solarstrahlung in Karlsruhe am 12.08.2014 59
Bild 3-44. Temperaturen und Volumenstrom am Solarkreis am 18.07.2014 60

6 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1. Übertragene spezifische Energiemengen bei der Direktverdampfung / Sattdampf. 31
Tabelle 3-2. Benötigte Drücke bei Heißwasserbetrieb / Sattdampf. 32
Tabelle 3-3. Übertragene Energiemengen bei der Direktverdampfung / überhitzter Dampf. 32
Tabelle 3-4. Benötigte Drücke bei Heißwasserbetrieb /überhitzter Dampf. 33
Tabelle 3-5. Flächenverhältnisse bei verschiedenen Druckstufen. 34
Tabelle 3-6. Erzielbare Dampfmengen. 34
Tabelle 3-7. Äquivalenter Flächenverlust, abhängig vom Verfahren. 35