



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Tests 2013

Kollektoren

Speicher

Wärmeleitfähigkeit

Veröffentlichungen

Mai 2014



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM
FÜR SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Tests 2013 wird vom „*Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen*“

(TZS) am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart herausgegeben. Dieses digitale Nachschlagewerk soll Firmen, Planern, Beratern und Handwerksbetrieben als Quelle für technische Informationen zu thermischen Solaranlagen und deren Komponenten dienen.

In der vorliegenden Ausgabe sind 6 Kollektor - Prüfberichte, 3 Prüfberichte für Warmwasserspeicher zur Bestimmung der Wärmeverlustrate, 2 Prüfberichte für Warmwasserspeicher zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands nach EN 12897:2006, 1 Prüfbericht zur Berechnung von Wärmeverlusten für wärmegeämmte Rohre und 2 Prüfberichte zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit von Wärmedämmmaterialien aus dem Jahre 2013 enthalten, zu deren Veröffentlichung das Einverständnis der Auftraggeber vorliegt.

Zusätzlich wurden auch ausgewählte Veröffentlichungen des TZS mit aufgenommen.



Das Solar Keymark ist ein europäisches Zertifizierungszeichen für Sonnenkollektoren, Solarspeicher und Solaranlagen. Die mit diesem Symbol versehenen Produkte haben das „Solar Keymark“ erhalten.

Ansprechpartner:

Dr.-Ing. Harald Drück
Tel. +49(0)711/685-63553
drueck@itw.uni-stuttgart.de

Dr.-Ing. Stephan Fischer
Tel. +49(0)711/685-63231
fischer@itw.uni-stuttgart.de

1. Sonnenkollektoren

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
 Simsek Günes Kollektori San.Tic.Ltd.Sti Simsek Günes Kollekt. San.Tic.Ltd.Sti	Super Vega Series (S)	13COL1149
 Simsek Günes Kollektori San.Tic.Ltd.Sti Simsek Günes Kollekt. San.Tic.Ltd.Sti	Super Vega Series (L)	13COL1150
 Simsek Günes Kollektori San.Tic.Ltd.Sti Simsek Günes Kollekt. San.Tic.Ltd.Sti	Super Vega Series (L)	13COL1150Q
 Jiangsu Micoe Solar Energy Co. Ltd. Jiangsu Micoe Solar Energy	SZ58/1800-12G	13COL1176
 Jiangsu Micoe Solar Energy Co. Ltd. Jiangsu Micoe Solar Energy	SZ58/1800-20G	13COL1177
 Jiangsu Micoe Solar Energy Co. Ltd. Jiangsu Micoe Solar Energy	SZ58/1800-20G	13COL1177Q

2. Wärmespeicher

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Greiner PURtec GmbH Greiner PURtec GmbH	PS 1000	13STO248
Sirch Speicherbau GmbH Sirch Speicherbau GmbH	PS Test	13STO254
VÖWA GmbH VÖWA GmbH	SPSX 500	13STO256
Ten Cate Enbi GmbH Tisun	PS 1000-S	13STO257
Winkelmann Handelsgesellschaft mbH Winkelmann Handelsgesellschaft mbH	V 400-2	13STO259/1

3. Wärmedämmte Rohre

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
VÖWA GmbH		13SU57

4. Wärmeleitfähigkeit von Wärmedämmmaterialien

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
VÖWA GmbH VÖWA GmbH	VÖWAFLEX Solar, 20 mm	13TIM014/1
VÖWA GmbH VÖWA GmbH	VÖWAFLEX Solar, 13 mm	13TIM015/1

6. Veröffentlichungen

Titel	Autor
Ermittlung der Wärmeverluste von Warmwasserspeichern – Vergleich genormter Prüfverfahren	S. Bachmann et al.
Comparison of the thermal performance of a solar heating system with open and closed solid sorption storage	F. Bertsch et al.
Energy islands – a possibility for increasing the efficiency of district heating networks?	D. Bestenlehner et al.
PV-Wärme – Zukunftstechnologie oder Unsinn?	H. Drück et al.
Experimentelle Untersuchung eines modularen Latentwärmespeichers in Anlehnung an EN 12977-3	B. Ehrismann et al.
Standards and Certification Schemes for Solar Thermal Collectors, Stores and Systems – An Overview about the latest Developments	S. Fischer et al.
Development of multifunctional building components (MultiKomp) – Comparison of different concepts	N. Gohl et al.
Thermo-chemische Energiespeicherung für die solare Gebäudebeheizung	H. Kerskes et al.
Messtechnische Analyse von neun SolarAktivHäusern	S. Kobelt et al.
Alterungseinflüsse auf Sonnenkollektoren in gemäßigten und tropischen Klimazonen	P. Kofler et al.
Field test of an advanced solar thermal and heat pump system with solar roof tile collectors and geothermal heat source	A. Loose et al.
Kombinierte Solarthermie – Wärmepumpenanlagen im Feldtest	A. Loose et al.

Titel	Autor
Feldtest von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen	A. Loose et al.
Effizienzsteigerung thermochemischer Energiespeicher für solare Anwendungen durch Reduzierung der Regenerationstemperatur	B. Mette et al.
Thermochemical Energy Storage as an Element for the Energy Turnaround	B. Mette et al.
Temperaturentwicklung im und um den Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim	J. Nußbicker-Lux et al.
Field test results from combined solar thermal and air-source heat pump systems with a special focus on defrosting	S. Stark et al.
Energieinseln – eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung von Nahwärmenetzen?	A. Stübler et al.
Konzeption einer Klima-Simulations-Kammer für die Durchführung von beschleunigten Alterungsprüfungen an Sonnenkollektoren	B. Traub et al.



Prüfbericht

Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report *Thermal Performance of a Solar Collector*

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1149

Test Report No.: 13COL1149

Stuttgart, den 30.09.2013

Stuttgart, September 30th, 2013

Auftraggeber:

client:

**Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.
Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin
Turkey**

Hersteller:

manufacturer:

Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.

Typ:

type:

Super Vega Series (S)

Herstelljahr:

year of production:

2013

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....	3
	<i>General Specifications</i>	
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung	9
	<i>Test Results Thermal Performance</i>	
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors	11
	<i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>	
4	Prüfverfahren	11
	<i>Test Methods</i>	
	Anhang A: Ertragsvorhersage	12
	<i>Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain</i>	
	Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ...	14
	<i>Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions</i>	
	Anhang C: Nomenklatur	17
	<i>Annex C: Symbols and Units</i>	

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti. Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin Turkey
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Sinan Simsek Tel.: +90 324 3241235 Fax: +90 532 4013800 email: sinan@simseksolar.com
Typ: <i>type:</i>	Super Vega Series (S) <i>Super Vega Series (S)</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	00012490 <i>00012490</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1149 <i>C1149</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2013 <i>2013</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	1.82 m ² <i>1.82 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	1.65 m ² <i>1.65 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	1.61 m ² <i>1.61 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	Flachkollektor <i>flat plate collector</i>
Länge: <i>length:</i>	1938 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1938 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	936 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>936 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	99 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>99 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Aluminium <i>aluminium</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	29 kg <i>29 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	EPDM + Silikon <i>EPDM + Silicone</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, dachintegriert <i>On roof, in roof</i>

Absorber

Absorber

Material: <i>material:</i>	Kupfer <i>Copper</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: <i>Joint absorber-risers:</i>	ultraschallgeschweißt <i>ultrasonic welded</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	0.18 mm <i>0.18 mm</i>
Oberflächenbehandlung: <i>surface treatment:</i>	Sunselect <i>Sunselect</i>
Absorptionsgrad: <i>absorptance:</i>	0.95 <i>0.95</i>
Emissionsgrad: <i>emittance:</i>	0.05 <i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt: <i>heat transfer fluid content:</i>	1.2 Liter <i>1.2 litres</i>
Durchströmungsform: <i>flow pattern:</i>	parallel Harfe <i>parallel harp</i>
Abmessungen Absorberrohre: <i>dimension absorber tubes:</i>	8 x 0.4 mm <i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre: <i>number of absorber tubes:</i>	8 <i>8</i>
Abstand der Absorberrohre: <i>distance between absorber tubes:</i>	110 mm <i>110 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr: <i>dimension of the header:</i>	22 x 0.65 mm <i>22 x 0.65 mm</i>
Anzahl Anschlüsse: <i>number of connections:</i>	4 <i>4</i>
Ausführung Anschlüsse: <i>realisation of connections:</i>	3/4" Außengewinde <i>3/4" external thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl: <i>number:</i>	1 <i>1</i>
Material: <i>material:</i>	eisenarmes Glas <i>low iron glass</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Trakya Cam Sanayi A.S. <i>Trakya Cam Sanayi A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>brand name:</i>	DURASOLAR P + <i>DURASOLAR P +</i>
Transmissionsgrad: <i>transmittance:</i>	0.92 <i>0.92</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	4 mm <i>4 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

	Rückseite <i>back side</i>	seitlich <i>sideways</i>
Material: <i>material:</i>	Steinwolle <i>rock wool</i>	Glaswolle <i>glass wool</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>Product name:</i>	Taşyünü <i>Taşyünü</i>	Cam Yünü <i>Cam Yünü</i>
Wärmeleitfähigkeit: <i>thermal conductivity:</i>	0.039 W/(mK) <i>0.039 W/(mK)</i>	0.031 W/(mK) <i>0.031 W/(mK)</i>
Wärmekapazität: <i>heat capacity:</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>
Dichte: <i>density:</i>	35 kg/m ³ <i>35 kg/m³</i>	50 kg/m ³ <i>50 kg/m³</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	50 mm <i>50 mm</i>	25 mm <i>25 mm</i>

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: <i>stagnation temperature:</i>	196 °C (von Prüflabor bestimmt) <i>196 °C (determined by test laboratory)</i>
max. zul. Betriebsüberdruck: <i>max. operation pressure:</i>	9 bar <i>9 bar</i>
Zulässiger Wärmeträger: <i>allowed heat transfer fluid:</i>	Propylen Glykol / Wasser Gemisch <i>propylene glycol / water solution</i>
Nenndurchfluss pro Kollektor: <i>nominal flow rate per collector:</i>	120 kg/h <i>120 kg/h</i>

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: <i>construction characteristics:</i>	▪ SELECTIVESMALL - Zeichnung Nr. 28082013-02 - Datum: 28.08.13 ▪ SELECTIVESMALL - drawing no. 28082013-02 - date: 28.08.13
----------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<p>Datenblätter: <i>technical data sheets:</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ITW Datenblatt Kollektor ▪ DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S. ▪ Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod ▪ technical data sheet izocam duct board - Izocam ▪ technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam ▪ Materials used in the collector - Simsek <p><i>ITW data sheet collector</i></p> <p><i>DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S.</i></p> <p><i>Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod</i></p> <p><i>technical data sheet izocam duct board - Izocam</i></p> <p><i>technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam</i></p> <p><i>Materials used in the collector - Simsek</i></p>																																				
<p>Kennzeichnung: <i>labelling:</i></p>	<p>Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:</p> <p><i>The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:</i></p> <table border="0" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 80%;"></th> <th style="width: 10%; text-align: center;"><i>ja</i> <i>yes</i></th> <th style="width: 10%; text-align: center;"><i>nein</i> <i>no</i></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Kollektortyp <i>collector type</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Seriennummer <i>serial number</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Herstellungsjahr <i>year of production</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Hergestellt in: <i>made in:</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table> <p>Das Typenschild lag dem Prüfling bei. Nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut sichtbar und haltbar am Kollektor anzubringen.</p> <p><i>The label was delivered as specimen. According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attached visible and durable to the collector.</i></p>		<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>	Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>																																			
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			

Installationsanweisung: <i>instructor installation manual :</i>		ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
▪ Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu ▪ <i>Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu</i>			
Die Installationsanweisung enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben: <i>The installer instruction manual contains the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:</i>			
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben
beschriebenen Kollektortyp Super Vega Series (S).

*The test report is valid for collector type Super Vega
Series (S) as specified above.*

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

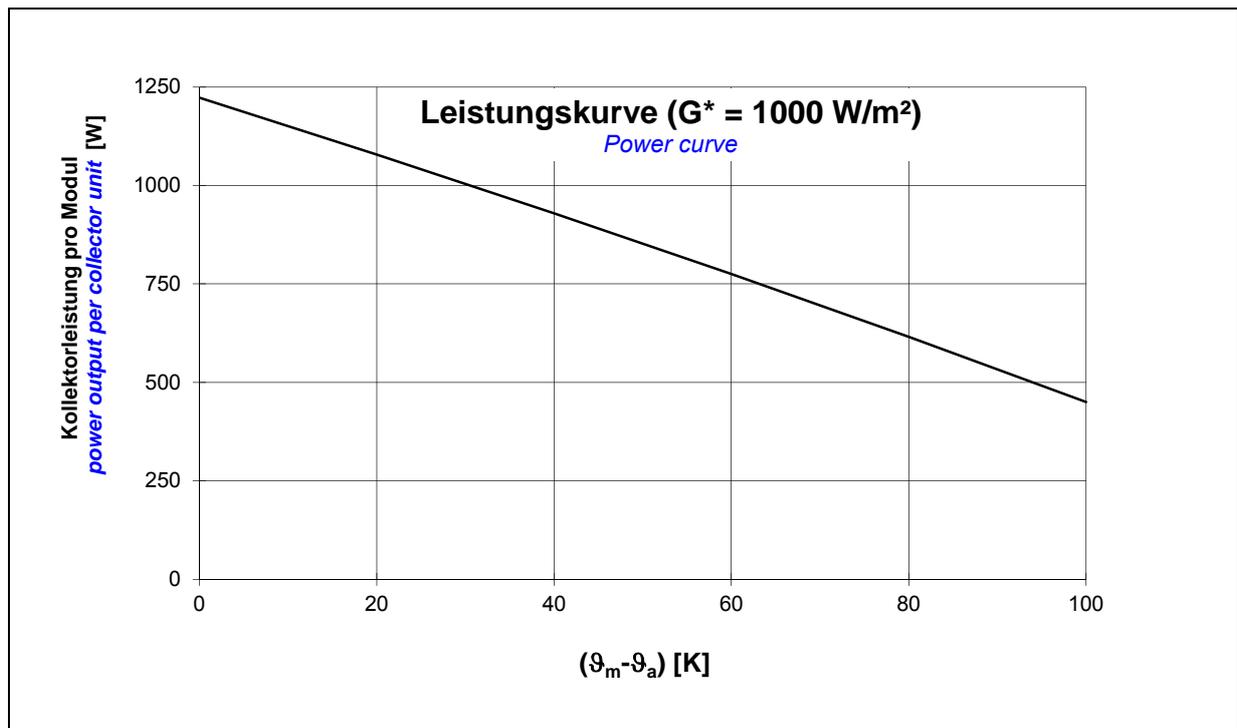
Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] <i>conversion factor</i>	0.741
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] <i>heat transfer coefficient</i>	4.278
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>	0.004
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50^\circ)$ [-] <i>incidence angle modifier</i>	0.870
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] <i>area related heat capacity</i>	10.480
Volumenstrom [l/(m²h)] <i>volume flow rate</i>	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] <i>aperture area per collector unit</i>	1.65
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) <i>peak power [$W_{peak}$] per collector unit ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$)</i>	1223



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	489	856	1223
20	345	712	1079
40	196	563	930
60	42	409	775
80	0 ^{*)}	249	616
100	0 ^{*)}	84	451

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

^{*)} Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

^{*)} *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 **Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors** *Test Occurrences and Operating Behaviour*

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 **Prüfverfahren** *Test Methods*

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen mit einer Kollektorneigung von 38.5 °. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions and a collector tilt angle of 38.5 ° according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied in **extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: <i>Arrival of test sample:</i>	13.06.2013
Prüfzeitraum: <i>Test period:</i>	18.06. – 02.07.2013
Prüfer: <i>Test engineer:</i>	Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. M. Schlagenhauf Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 30.09.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)								
<i>collector characteristics (based on aperture area)</i>								
Konversionsfaktor <i>conversion factor</i>	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient <i>heat transfer coefficient</i>				flächenbezogene Wärmekapazität <i>area related heat capacity</i>			
$\eta_0 = 0.741$	$a_1 = 4.278 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$				$c = 10.480 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$			
	$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$							
Einfallswinkel-Korrekturfaktoren <i>incidence angle modifier</i>								
θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\text{ob}}(\theta)$	1	0.98	0.96	0.92	0.85	0.73	0.48	0

Berechnungsergebnisse			
<i>calculation results</i>			
Standort / <i>location</i>	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m ² a)] <i>radiation</i>	1022	1212	1354
Aperturfläche [m ²] <i>aperture area</i>	Jährlicher Kollektorertrag ¹⁾ [kWh/(m ² a)] <i>yearly energy gain</i>		
3	397	481	526
4	362	439	481
5	371	404	441
6	309	372	405

¹⁾ Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung	
<i>System data of the ITW reference solar hot water system</i>	
Dachausrichtung: <i>roof orientation:</i>	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad <i>south; tilt angle equal to latitude</i>
Kollektoranbindung: <i>collector piping:</i>	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, $\lambda = 0,04 \text{ W/(mK)}$ Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich <i>15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, $\lambda = 0,04 \text{ W/(mK)}$, one half of each pipe is located outside, the other half is located inside</i>
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15 °C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit $2 \lambda_{\text{Wasser}}$ <i>volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C stratification number 100; effective vertical heat conductivity $2 \lambda_{\text{water}}$</i>
Wärmeübertrager: <i>heat exchanger:</i>	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{\text{WT}}$ in [W/K]; $(kA)_{\text{WT}} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c : Aperturfläche [m ²] ϑ_m : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{\text{WT}}$ in [W/K]; $(kA)_{\text{WT}} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ with A_c: aperture area [m²] ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]</i>
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 l/Tag (7 ⁰⁰ : 80 l; 12 ⁰⁰ : 40 l; 19 ⁰⁰ : 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a <i>200 l/day (7⁰⁰: 80 l; 12⁰⁰: 40 l; 19⁰⁰: 80 l); cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C annual consumption: 2936 kWh/a</i>

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in "Test Results Thermal Performance" are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{ob}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{ob} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen <i>based on the aperture area</i>	
F'(\tau\alpha)_{en}:	0.753 [-]
b₀:	0.272 [-]
K_{\theta d}:	0.940 [-]
c₁:	4.278 [W/(m²K)]
c₂:	0.004 [W/(m²K²)]
c₅:	10.480 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ <i>incident angle θ</i>	0	20	30	40	50	60	70	90
K_{\theta b}(\theta):	1	0.98	0.96	0.92	0.85	0.73	0.48	0.00

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / <i>zero-loss collector efficiency</i> (η_0 at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{tb}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{td} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat loss coefficient</i> [W/(m ² K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature dependence of the heat loss coefficient</i> [W/(m ² K ²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier for hemispherical solar irradiance</i> [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{tb}(50) \cdot 0.85 + K_{td} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{td} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / <i>area related heat capacity</i> [kJ/(m ² K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

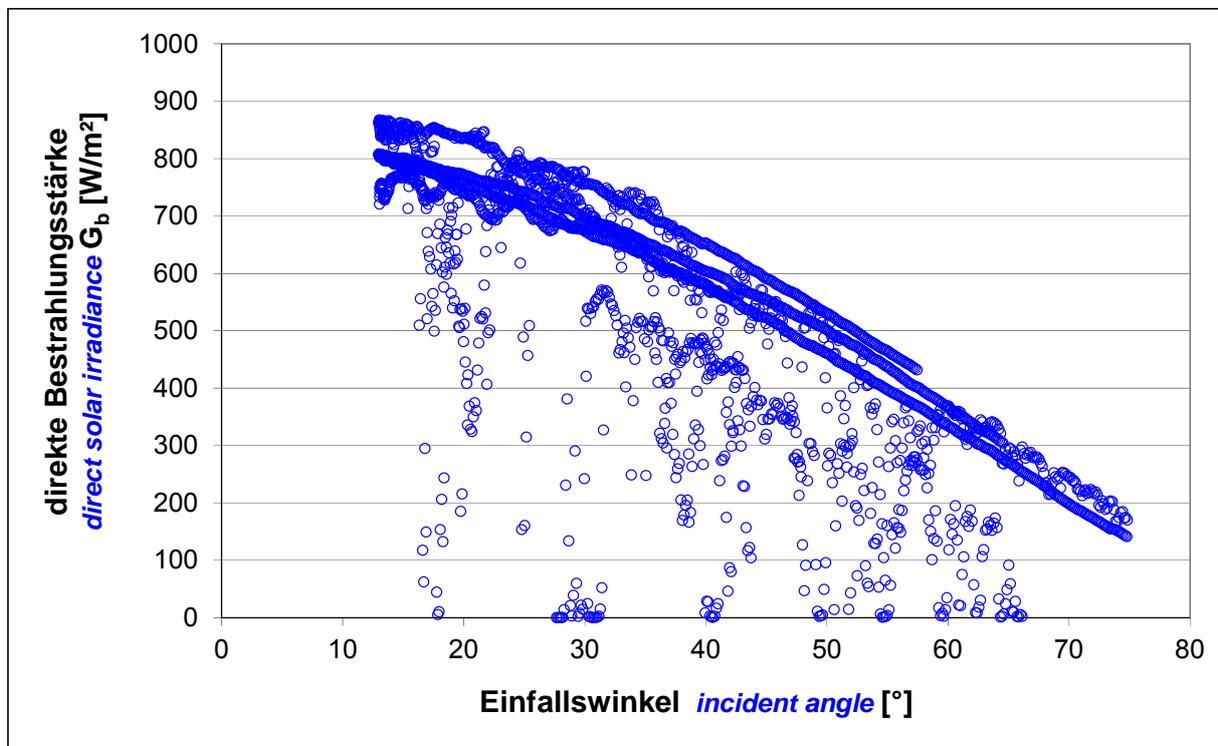


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke

Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

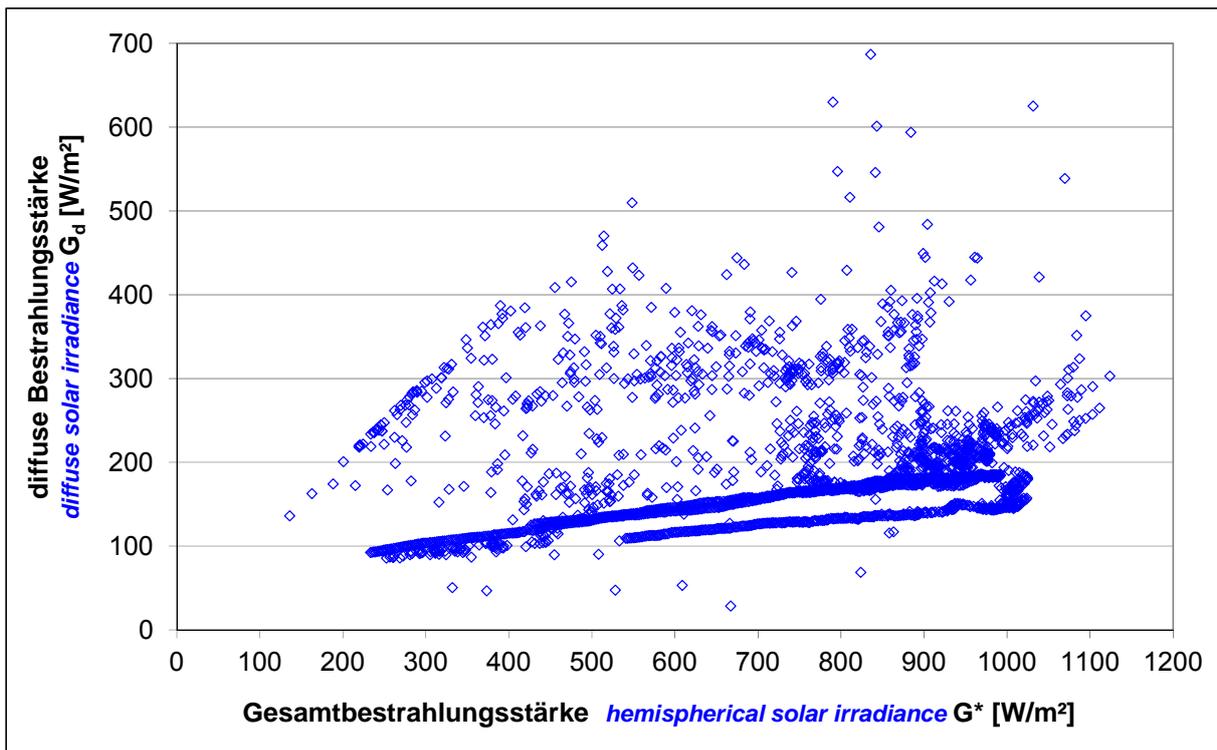


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

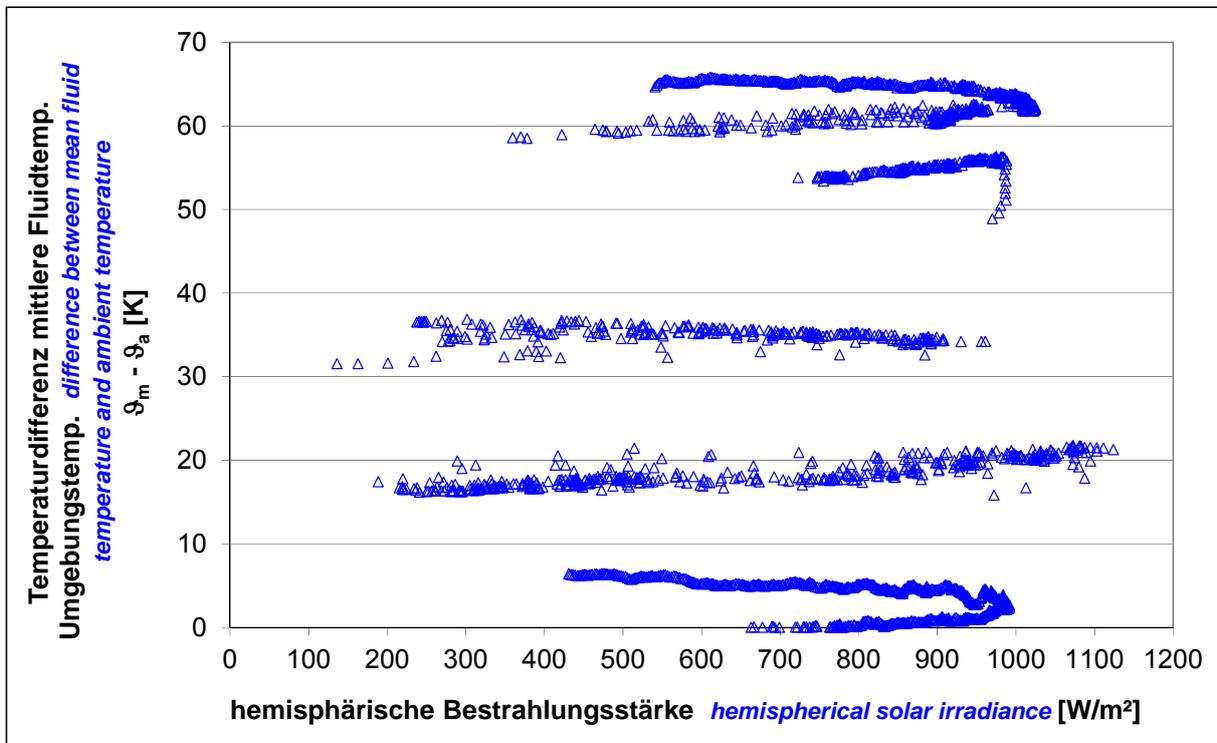


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke

Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m ²]	Aperturfläche / <i>aperture area</i>
a	[(mbar h ²)/l ²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
a₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
a₂	[W/(m ² K ²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
b₀	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / <i>factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance</i>
c	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
c₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
c₂	[W/(m ² K ²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
c₅	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
F⁺(τ_α)_{en}	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>conversion factor of the beam irradiance</i>
G[*]	[W/m ²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / <i>hemispherical solar irradiance</i>
G_b	[W/m ²]	direkte Bestrahlungsstärke / <i>beam solar irradiance</i>
G_d	[W/m ²]	diffuse Bestrahlungsstärke / <i>diffuse solar irradiance</i>
K_θ(θ)	[-]	Einfallwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance</i>
K_{θb}(θ)	[-]	Einfallwinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the beam solar irradiance</i>
K_{θd}	[-]	Einfallwinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the diffuse solar irradiance</i>
(kA)_{WT}	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers <i>heat transfer capacity of the solar heat exchanger</i>
\dot{m}	[l/h]	Massenstrom / <i>mass flow rate</i>
\dot{Q}	[W]	Kollektorleistung / <i>power per collector unit</i>
\dot{q}	[W/m ²]	flächenbezogene Kollektorleistung / <i>area based collector power</i>
Δp	[mbar]	Druckverlust / <i>pressure loss</i>
η	[-]	Wirkungsgrad / <i>collector efficiency</i>
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>conversion factor</i>
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / <i>heat conductivity</i>
ϑ	[°C]	Temperatur / <i>temperature</i>
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / <i>ambient air temperature</i>
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / <i>collector outlet temperature</i>
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / <i>collector inlet temperature</i>
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / <i>mean fluid temperature</i>
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke <i>incidence angle of the beam solar irradiance</i>



Prüfbericht

Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report *Thermal Performance of a Solar Collector*

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1150

Test Report No.: 13COL1150

Stuttgart, den 30.09.2013

Stuttgart, September 30th, 2013

Auftraggeber:

client:

**Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.
Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin
Turkey**

Hersteller:

manufacturer:

Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.

Typ:

type:

Super Vega Series (L)

Herstelljahr:

year of production:

2013

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....	3
	<i>General Specifications</i>	
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung	9
	<i>Test Results Thermal Performance</i>	
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors	11
	<i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>	
4	Prüfverfahren	11
	<i>Test Methods</i>	
	Anhang A: Ertragsvorhersage	12
	<i>Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain</i>	
	Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ...	14
	<i>Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions</i>	
	Anhang C: Nomenklatur	17
	<i>Annex C: Symbols and Units</i>	

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti. Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin Turkey
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Sinan Simsek Tel.: +90 324 3241235 Fax: +90 532 4013800 email: sinan@simseksolar.com
Typ: <i>type:</i>	Super Vega Series (L) <i>Super Vega Series (L)</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	00012028 <i>00012028</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1150A <i>C1150A</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2013 <i>2013</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	2.32 m ² <i>2.32 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	2.14 m ² <i>2.14 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	2.11 m ² <i>2.11 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	Flachkollektor <i>flat plate collector</i>
Länge: <i>length:</i>	1939 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1939 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	1198 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1198 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	100 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>100 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Aluminium <i>aluminium</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	38 kg <i>38 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	EPDM + Silikon <i>EPDM + Silicone</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, dachintegriert <i>On roof, in roof</i>

Absorber

Absorber

Material: <i>material:</i>	Kupfer <i>Copper</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: <i>Joint absorber-risers:</i>	ultraschallgeschweißt <i>ultrasonic welded</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	0.18 mm <i>0.18 mm</i>
Oberflächenbehandlung: <i>surface treatment:</i>	Sunselect <i>Sunselect</i>
Absorptionsgrad: <i>absorptance:</i>	0.95 <i>0.95</i>
Emissionsgrad: <i>emittance:</i>	0.05 <i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt: <i>heat transfer fluid content:</i>	1.55 Liter <i>1.55 litres</i>
Durchströmungsform: <i>flow pattern:</i>	parallel Harfe <i>parallel harp</i>
Abmessungen Absorberrohre: <i>dimension absorber tubes:</i>	8 x 0.4 mm <i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre: <i>number of absorber tubes:</i>	10 <i>10</i>
Abstand der Absorberrohre: <i>distance between absorber tubes:</i>	110 mm <i>110 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr: <i>dimension of the header:</i>	22 x 0.65 mm <i>22 x 0.65 mm</i>
Anzahl Anschlüsse: <i>number of connections:</i>	4 <i>4</i>
Ausführung Anschlüsse: <i>realisation of connections:</i>	3/4" Außengewinde <i>3/4" external thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl: <i>number:</i>	1 <i>1</i>
Material: <i>material:</i>	eisenarmes Glas <i>low iron glass</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Trakya Cam Sanayi A.S. <i>Trakya Cam Sanayi A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>brand name:</i>	DURASOLAR P + <i>DURASOLAR P +</i>
Transmissionsgrad: <i>transmittance:</i>	0.92 <i>0.92</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	4 mm <i>4 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

	Rückseite <i>back side</i>	seitlich <i>sidewards</i>
Material: <i>material:</i>	Steinwolle <i>rock wool</i>	Glaswolle <i>glass wool</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>Product name:</i>	Taşyünü <i>Taşyünü</i>	Cam Yünü <i>Cam Yünü</i>
Wärmeleitfähigkeit: <i>thermal conductivity:</i>	0.039 W/(mK) <i>0.039 W/(mK)</i>	0.031 W/(mK) <i>0.031 W/(mK)</i>
Wärmekapazität: <i>heat capacity:</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>
Dichte: <i>density:</i>	35 kg/m ³ <i>35 kg/m³</i>	50 kg/m ³ <i>50 kg/m³</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	50 mm <i>50 mm</i>	25 mm <i>25 mm</i>

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: <i>stagnation temperature:</i>	196 °C (von Prüflabor bestimmt) <i>196 °C (determined by test laboratory)</i>
max. zul. Betriebsüberdruck: <i>max. operation pressure:</i>	9 bar <i>9 bar</i>
Zulässiger Wärmeträger: <i>allowed heat transfer fluid:</i>	Propylen Glykol / Wasser Gemisch <i>propylene glycol / water solution</i>
Nenndurchfluss pro Kollektor: <i>nominal flow rate per collector:</i>	120 kg/h <i>120 kg/h</i>

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: <i>construction characteristics:</i>	▪ SELECTIVELARGE - Zeichnung Nr. 280813-01 - Datum: 28.08.13 ▪ SELECTIVELARGE - drawing no. 280813-01 - date: 28.08.13
----------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<p>Datenblätter: <i>technical data sheets:</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ITW Datenblatt Kollektor ▪ DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S. ▪ Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod ▪ technical data sheet izocam duct board - Izocam ▪ technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam ▪ Materials used in the collector - Simsek <p><i>ITW data sheet collector</i></p> <p><i>DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S.</i></p> <p><i>Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod</i></p> <p><i>technical data sheet izocam duct board - Izocam</i></p> <p><i>technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam</i></p> <p><i>Materials used in the collector - Simsek</i></p>																																				
<p>Kennzeichnung: <i>labelling:</i></p>	<p>Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:</p> <p><i>The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:</i></p> <table border="0" style="width: 100%;"> <thead> <tr> <th style="width: 80%;"></th> <th style="text-align: center; width: 10%;">ja <i>yes</i></th> <th style="text-align: center; width: 10%;">nein <i>no</i></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Kollektortyp <i>collector type</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Seriennummer <i>serial number</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Herstellungsjahr <i>year of production</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Hergestellt in: <i>made in:</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table> <p>Das Typenschild lag dem Prüfling bei. Nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut sichtbar und haltbar am Kollektor anzubringen.</p> <p><i>The label was delivered as specimen. According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attached visible and durable to the collector.</i></p>		ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>	Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>																																			
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			

Installationsanweisung: <i>instructor installation manual :</i>		ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
▪ Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu ▪ <i>Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu</i>			
Die Installationsanweisung enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben: <i>The installer instruction manual contains the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:</i>			
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben
beschriebenen Kollektortyp Super Vega Series (L).

*The test report is valid for collector type Super Vega
Series (L) as specified above.*

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

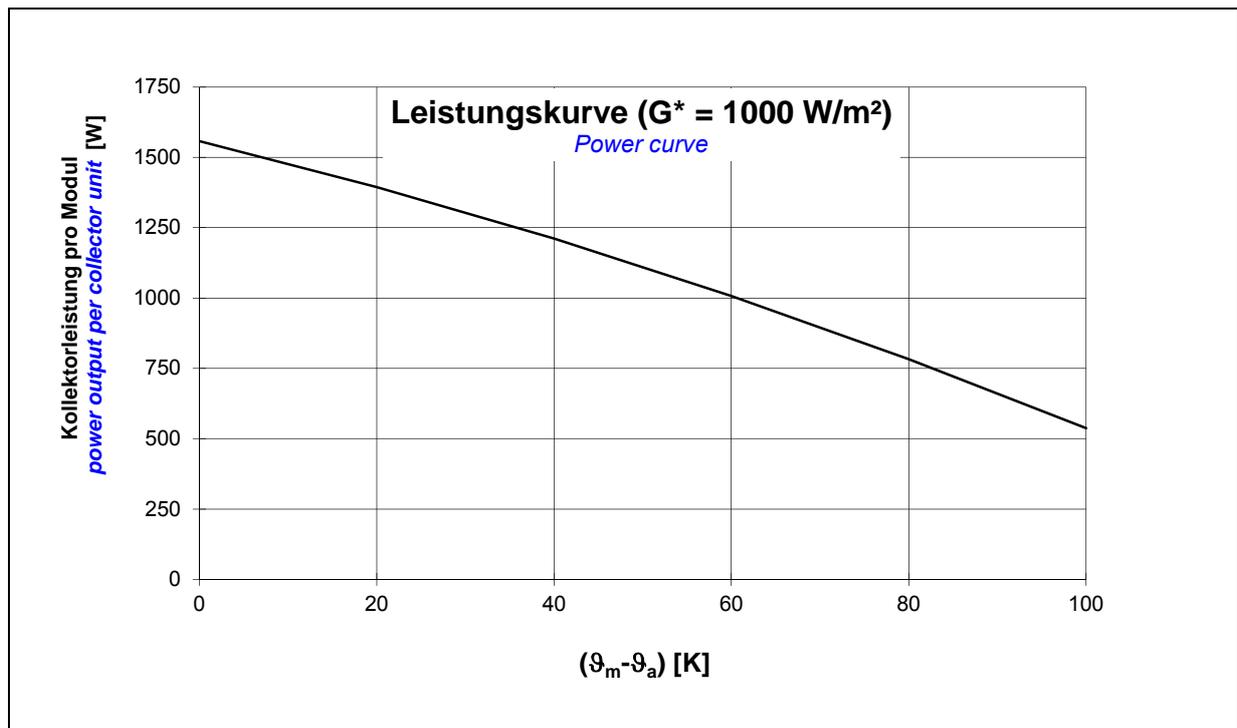
Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] <i>conversion factor</i>	0.728
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] <i>heat transfer coefficient</i>	3.570
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>	0.012
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50^\circ)$ [-] <i>incidence angle modifier</i>	0.863
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] <i>area related heat capacity</i>	9.442
Volumenstrom [l/(m²h)] <i>volume flow rate</i>	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] <i>aperture area per collector unit</i>	2.14
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) <i>peak power [$W_{peak}$] per collector unit ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$)</i>	1558



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	623	1091	1558
20	460	927	1395
40	276	744	1211
60	72	540	1007
80	0 ^{*)}	315	782
100	0 ^{*)}	70	537

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

^{*)} Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

^{*)} *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 **Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors** *Test Occurrences and Operating Behaviour*

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 **Prüfverfahren** *Test Methods*

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen mit einer Kollektorneigung von 38.5 °. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions and a collector tilt angle of 38.5 ° according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

This test report shall not be copied in extracts without a written agreement from ITW.

Eingang Prüfling: 13.06.2013
Arrival of test sample:

Prüfzeitraum: 09.07. – 16.07.2013
Test period:

Prüfer: Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. M. Schlagenhauf
Test engineer:

Stuttgart, den 30.09.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)								
<i>collector characteristics (based on aperture area)</i>								
Konversionsfaktor <i>conversion factor</i>	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient <i>heat transfer coefficient</i>				flächenbezogene Wärmekapazität <i>area related heat capacity</i>			
$\eta_0 = 0.728$	$a_1 = 3.570 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$				$c = 9.442 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$			
	$a_2 = 0.012 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$							
Einfallswinkel-Korrekturfaktoren <i>incidence angle modifier</i>								
θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\text{ob}}(\theta)$	1	0.98	0.96	0.91	0.84	0.71	0.45	0

Berechnungsergebnisse			
<i>calculation results</i>			
Standort / <i>location</i>	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m ² a)] <i>radiation</i>	1022	1212	1354
Aperturfläche [m ²] <i>aperture area</i>	Jährlicher Kollektorertrag ¹⁾ [kWh/(m ² a)] <i>yearly energy gain</i>		
3	404	488	533
4	370	448	489
5	342	412	449
6	317	380	411

¹⁾ Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung	
<i>System data of the ITW reference solar hot water system</i>	
Dachausrichtung: <i>roof orientation:</i>	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad <i>south; tilt angle equal to latitude</i>
Kollektoranbindung: <i>collector piping:</i>	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, $\lambda = 0,04 \text{ W/(mK)}$ Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich <i>15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, $\lambda = 0,04 \text{ W/(mK)}$, one half of each pipe is located outside, the other half is located inside</i>
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15 °C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit $2 \lambda_{\text{Wasser}}$ <i>volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C stratification number 100; effective vertical heat conductivity $2 \lambda_{\text{water}}$</i>
Wärmeübertrager: <i>heat exchanger:</i>	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{\text{WT}}$ in [W/K]; $(kA)_{\text{WT}} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c : Aperturfläche [m ²] ϑ_m : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{\text{WT}}$ in [W/K]; $(kA)_{\text{WT}} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ with A_c: aperture area [m²] ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]</i>
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 l/Tag (7 ⁰⁰ : 80 l; 12 ⁰⁰ : 40 l; 19 ⁰⁰ : 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a <i>200 l/day (7⁰⁰: 80 l; 12⁰⁰: 40 l; 19⁰⁰: 80 l); cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C annual consumption: 2936 kWh/a</i>

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen <i>based on the aperture area</i>	
F'(\tau\alpha)_{en}:	0.743 [-]
b₀:	0.286 [-]
K_{\theta d}:	0.919 [-]
c₁:	3.570 [W/(m²K)]
c₂:	0.012 [W/(m²K²)]
c₅:	9.442 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ <i>incident angle θ</i>	0	20	30	40	50	60	70	90
K_{\theta b}(\theta):	1	0.98	0.96	0.91	0.84	0.71	0.45	0.00

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / <i>zero-loss collector efficiency</i> (η_0 at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{tb}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{td} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat loss coefficient</i> [W/(m ² K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature dependence of the heat loss coefficient</i> [W/(m ² K ²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier for hemispherical solar irradiance</i> [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{tb}(50) \cdot 0.85 + K_{td} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{td} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / <i>area related heat capacity</i> [kJ/(m ² K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

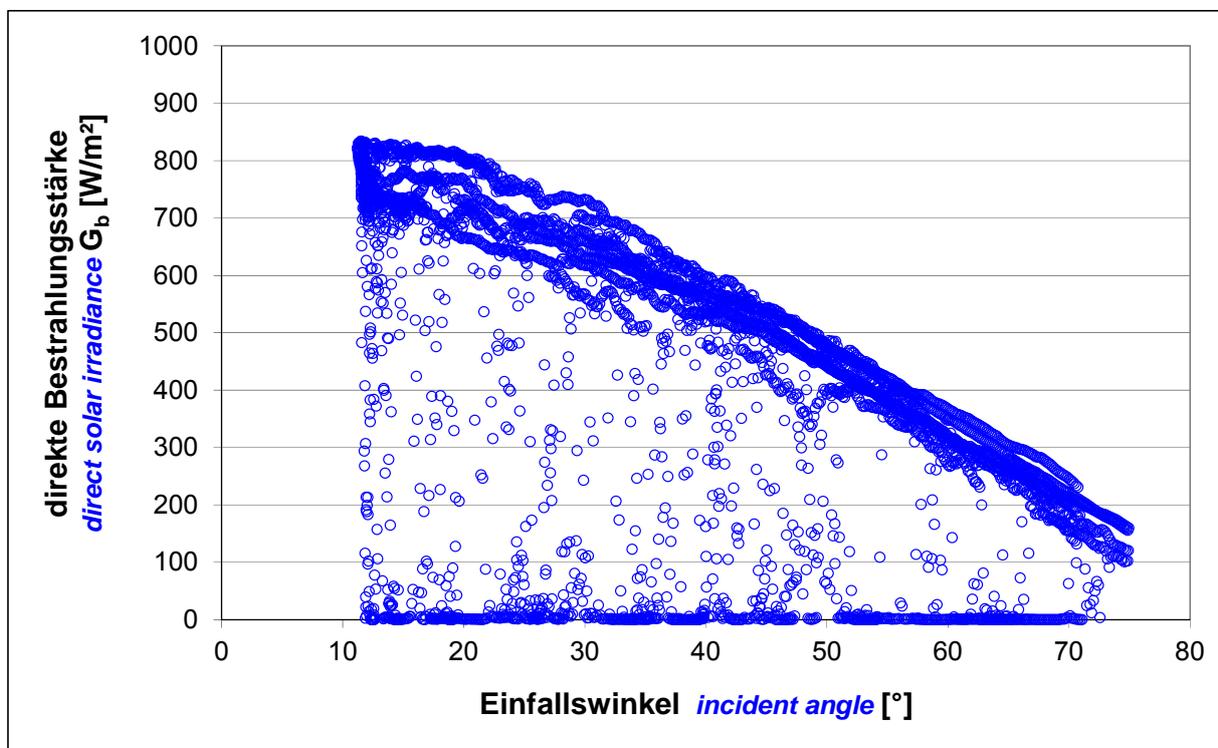


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke

Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

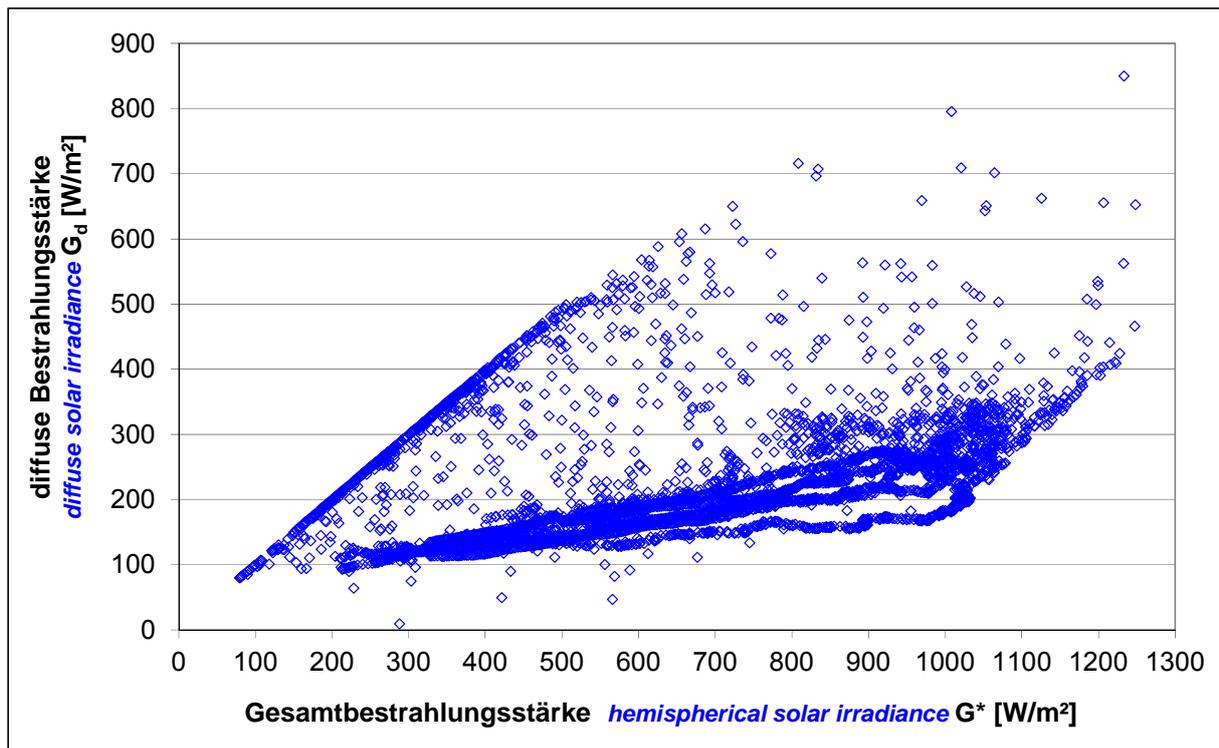


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

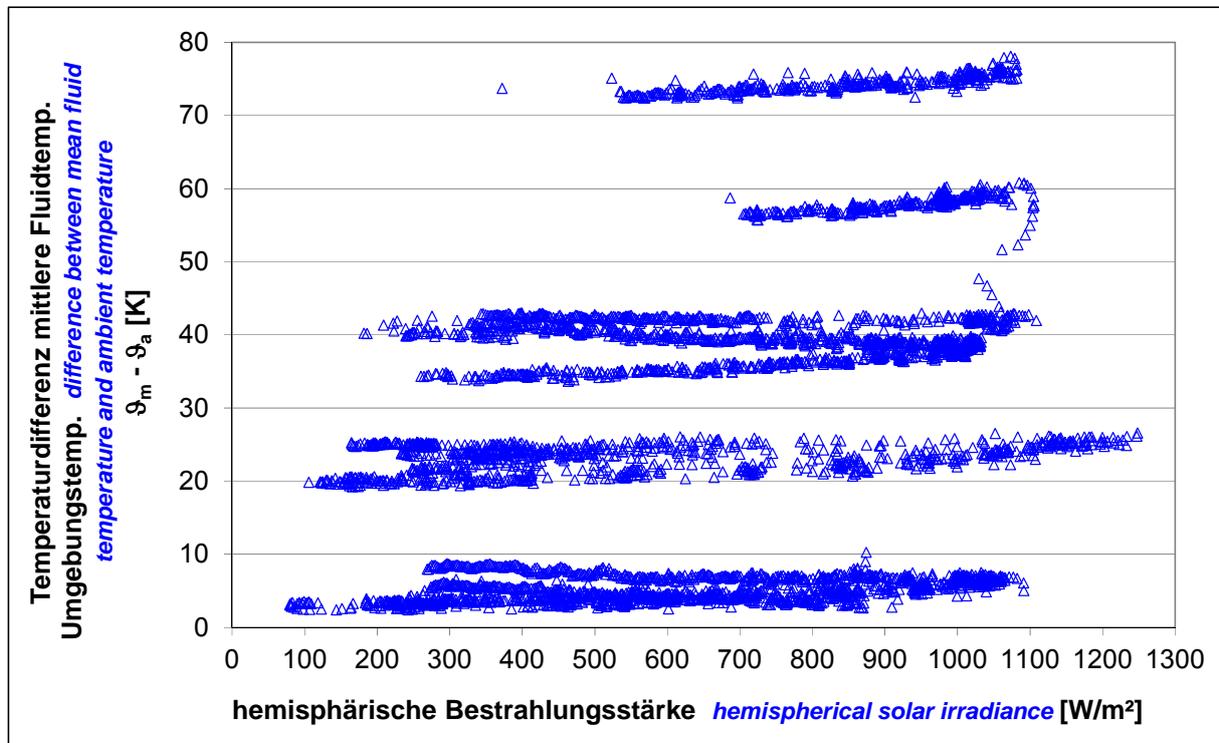


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke

Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m ²]	Aperturfläche / <i>aperture area</i>
a	[(mbar h ²)/l ²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
a₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
a₂	[W/(m ² K ²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
b₀	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / <i>factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance</i>
c	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
c₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
c₂	[W/(m ² K ²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
c₅	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
F⁺(τ_α)_{en}	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>conversion factor of the beam irradiance</i>
G[*]	[W/m ²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / <i>hemispherical solar irradiance</i>
G_b	[W/m ²]	direkte Bestrahlungsstärke / <i>beam solar irradiance</i>
G_d	[W/m ²]	diffuse Bestrahlungsstärke / <i>diffuse solar irradiance</i>
K_θ(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance</i>
K_{θb}(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the beam solar irradiance</i>
K_{θd}	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the diffuse solar irradiance</i>
(kA)_{WT}	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers <i>heat transfer capacity of the solar heat exchanger</i>
\dot{m}	[l/h]	Massenstrom / <i>mass flow rate</i>
\dot{Q}	[W]	Kollektorleistung / <i>power per collector unit</i>
\dot{q}	[W/m ²]	flächenbezogene Kollektorleistung / <i>area based collector power</i>
Δp	[mbar]	Druckverlust / <i>pressure loss</i>
η	[-]	Wirkungsgrad / <i>collector efficiency</i>
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>conversion factor</i>
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / <i>heat conductivity</i>
ϑ	[°C]	Temperatur / <i>temperature</i>
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / <i>ambient air temperature</i>
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / <i>collector outlet temperature</i>
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / <i>collector inlet temperature</i>
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / <i>mean fluid temperature</i>
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke <i>incidence angle of the beam solar irradiance</i>



Prüfbericht

Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report *Durability and Reliability of a Solar Collector*

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1150Q

Test Report No.: 13COL1150Q

Stuttgart, den 30.09.2013

Stuttgart, September 30th, 2013

Auftraggeber:

client:

**Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.
Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin
Turkey**

Hersteller:

manufacturer:

Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti.

Typ:

type:

Super Vega Series (L)

Herstelljahr:

year of production:

2013

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....3 <i>General Specifications</i>
2	Innendruckprüfung des Absorbers9 <i>Internal Pressure Test for Absorber</i>
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit.....9 <i>High Temperature Resistance</i>
4	Expositionstest.....9 <i>Exposure</i>
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel10 <i>External Thermal Shock</i>
6	Schneller innerer Temperaturwechsel.....10 <i>Internal Thermal Shock</i>
7	Beregnungsprüfung11 <i>Rain Penetration</i>
8	Mechanische Belastung11 <i>Mechanical Load Test</i>
9	Stagnationstemperatur12 <i>Stagnation Temperature</i>
10	Endkontrolle13 <i>Final Inspection</i>
11	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen.....14 <i>Summary of Reliability Tests</i>
12	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors15 <i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>
13	Prüfverfahren15 <i>Test Methods</i>

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Simsek Günes Kollektorleri San.Tic.Ltd.Sti. Akbelen Bulvari No: 173 Toroslar/Mersin Turkey
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Sinan Simsek Tel.: +90 324 3241235 Fax: +90 532 4013800 email: sinan@simseksolar.com
Typ: <i>type:</i>	Super Vega Series (L) <i>Super Vega Series (L)</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	00012024, 00012028 <i>00012024, 00012028</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1150B, C1150A <i>C1150B, C1150A</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2013 <i>2013</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	2.32 m ² <i>2.32 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	2.14 m ² <i>2.14 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	2.11 m ² <i>2.11 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	Flachkollektor <i>flat plate collector</i>
Länge: <i>length:</i>	1939 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1939 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	1198 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1198 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	99 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>99 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Aluminium <i>aluminium</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	38 kg <i>38 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	EPDM + Silikon <i>EPDM + Silicone</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, dachintegriert <i>On roof, in roof</i>

Absorber

Absorber

Material: <i>material:</i>	Kupfer <i>Copper</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: <i>Joint absorber-risers:</i>	ultraschallgeschweißt <i>ultrasonic welded</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	0.18 mm <i>0.18 mm</i>
Oberflächenbehandlung: <i>surface treatment:</i>	Sunselect <i>Sunselect</i>
Absorptionsgrad: <i>absorptance:</i>	0.95 <i>0.95</i>
Emissionsgrad: <i>emittance:</i>	0.05 <i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt: <i>heat transfer fluid content:</i>	1.55 Liter <i>1.55 litres</i>
Durchströmungsform: <i>flow pattern:</i>	parallel Harfe <i>parallel harp</i>
Abmessungen Absorberrohre: <i>dimension absorber tubes:</i>	8 x 0.4 mm <i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre: <i>no. of absorber tubes:</i>	10 <i>10</i>
Abstand der Absorberrohre: <i>distance between absorber tubes:</i>	110 mm <i>110 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr: <i>dimension of the header:</i>	22 x 0.65 mm <i>22 x 0.65 mm</i>
Anzahl Anschlüsse: <i>number of connections:</i>	4 <i>4</i>
Ausführung Anschlüsse: <i>realisation of connections:</i>	3/4" Außengewinde <i>3/4" external thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl: <i>number:</i>	1 <i>1</i>
Material: <i>material:</i>	eisenarmes Glas <i>low iron glass</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Trakya Cam Sanayi A.S. <i>Trakya Cam Sanayi A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>brand name:</i>	DURASOLAR P + <i>DURASOLAR P +</i>
Transmissionsgrad: <i>transmittance:</i>	0.92 <i>0.92</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	4 mm <i>4 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

	Rückseite <i>back side</i>	seitlich <i>sidewards</i>
Material: <i>material:</i>	Steinwolle <i>rock wool</i>	Glaswolle <i>glass wool</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>	Izocam Tic. San. A.S. <i>Izocam Tic. San. A.S.</i>
Produktbezeichnung: <i>Product name:</i>	Taşyünü <i>Taşyünü</i>	Cam Yünü <i>Cam Yünü</i>
Wärmeleitfähigkeit: <i>thermal conductivity:</i>	0.039 W/(mK) <i>0.039 W/(mK)</i>	0.031 W/(mK) <i>0.031 W/(mK)</i>
Wärmekapazität: <i>heat capacity:</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>	0.84 kJ/(kgK) <i>0.84 kJ/(kgK)</i>
Dichte: <i>density:</i>	35 kg/m ³ <i>35 kg/m³</i>	50 kg/m ³ <i>50 kg/m³</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	50 mm <i>50 mm</i>	25 mm <i>25 mm</i>

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: <i>stagnation temperature:</i>	196 °C (von Prüflabor bestimmt) <i>196 °C (determined by test laboratory)</i>
max. zul. Betriebsüberdruck: <i>max. operation pressure:</i>	9 bar <i>9 bar</i>
Zulässiger Wärmeträger: <i>allowed heat transfer fluid:</i>	Propylen Glykol / Wasser Gemisch <i>propylene glycol / water solution</i>
Nenndurchfluss pro Kollektor: <i>nominal flow rate per collector:</i>	120 kg/h <i>120 kg/h</i>

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: <i>construction characteristics:</i>	▪ SELECTIVELARGE - Zeichnung Nr. 280813-01 - Datum: 28.08.13 ▪ SELECTIVELARGE - drawing no. 280813-01 - date: 28.08.13
----------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<p>Datenblätter: <i>technical data sheets:</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ITW Datenblatt Kollektor ▪ DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S. ▪ Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod ▪ technical data sheet izocam duct board - Izocam ▪ technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam ▪ Materials used in the collector - Simsek <p style="margin-left: 20px;"> <i>▪ ITW data sheet collector</i> <i>▪ DURASOLAR P - Trakya Cam Sanayi A.S.</i> <i>▪ Inspection certificate DIN EN 10204 3.1 - alanod</i> <i>▪ technical data sheet izocam duct board - Izocam</i> <i>▪ technical data sheet izocam solar boards 35T-40T - Izocam</i> <i>▪ Materials used in the collector - Simsek</i> </p>																																				
<p>Kennzeichnung: <i>labelling:</i></p>	<p>Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:</p> <p><i>The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:</i></p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 80%;"></th> <th style="width: 10%; text-align: center;">ja <i>yes</i></th> <th style="width: 10%; text-align: center;">nein <i>no</i></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Kollektortyp <i>collector type</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Seriennummer <i>serial number</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Herstellungsjahr <i>year of production</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Hergestellt in: <i>made in:</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table> <p>Das Typenschild lag dem Prüfling bei. Nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut sichtbar und haltbar am Kollektor anzubringen.</p> <p><i>The label was delivered as specimen. According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attached visible and durable to the collector.</i></p>		ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>	Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>																																			
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			

Installationsanweisung: <i>instructor installation manual :</i>		ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
▪ Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu ▪ <i>Güneş Kollektörleri Montaj VE Kullanım Kulavuzu</i>			
Die Installationsanweisung enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben: <i>The installer instruction manual contains the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:</i>			
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben
beschriebenen Kollektortyp Super Vega Series (L).

*The test report is valid for collector type Super Vega
Series (L) as specified above.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers

Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 27.09.2013
date:

<i>max. Betriebsdruck</i> <i>max. operating pressure</i> [bar]	<i>Prüfdruck</i> <i>test pressure</i> [bar]	<i>Prüfdauer</i> <i>test duration</i> [min]
9	13.5	15

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit

High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 14.07.2013
date:

<i>Prüfdauer</i> <i>test duration</i> [min]	<i>mittlere Bestrahlungsstärke</i> <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	<i>mittlere Umgebungstemperatur</i> <i>mean ambient temperature</i> [°C]
60	1011	26

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest

Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 17.06. - 01.08.2013 46 Tage
Duration of exposure: 46 days

<i>Einstrahlungssumme in Kollektorebene</i> <i>sum of global irradiation</i> [MJ/m ²]	<i>Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m²</i> <i>number of days with more than 14 MJ/m²</i> [d]	<i>Niederschlagssumme</i> <i>sum of rainfall</i> [l/m ²]	<i>Anzahl Stunden über 850 W/m²</i> <i>number of hours with more than 850 W/m²</i> [h]
841	32	63	64

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel

External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 08.07.2013

1. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
2.5	17	1009	25

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 16.07.2013

2. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
2.4	19	1035	26

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel

Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 12.07.2013

1. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
3.4	18	1070	22

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 15.07.2013

2. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
3.6	18	1037	24

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Berechnungsprüfung

Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.

Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 05.08.2013

date:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	Prüfdauer <i>test duration</i> [h]
5	15	4.7

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung

Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.

Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung

Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.

Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 12.09.2013

date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.

The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse

Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 12.09.2013
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 2000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur

Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 14.07.2013
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} <i>mean absorber temperature</i> [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} <i>mean ambient temperature</i> [°C]
1011	194	26

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$ und $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$ ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$ and $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$ is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m} (\vartheta_{sm} - \vartheta_{am})$$

zu $\vartheta_{stg} = 196 \text{ °C}$
to

10 Endkontrolle

Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.

Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 13.09.2013
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:

Evaluation according the following scale:

- 0 - kein Fehler / *no problem*
- 1 - geringer Fehler / *minor problem*
- 2 - schwerer Fehler / *major problem*
- * - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component not does not exist*

Gehäuse / <i>Collector box</i>	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser <i>Cracking / warping / corrosion / rain penetration</i>	0
Montageelemente <i>Mountings</i>	Festigkeit / Sicherheit <i>Strength / safety</i>	0
Verschlüsse / Dichtungen <i>Seals / gaskets</i>	Rissbildung / Haftung / Elastizität <i>Cracking / adhesion / elasticity</i>	0
Abdeckung / Reflektor <i>Cover / reflector</i>	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Ablättern / Verwerfung / Ausgasen <i>Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing</i>	0
Absorberbeschichtung <i>Absorber coating</i>	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung <i>Cracking / crazing / blistering</i>	0
Absorberregister <i>Absorber piping</i>	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen <i>Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding</i>	1
Absorberbefestigung <i>Absorber fixing</i>	Verformung / Korrosion <i>Deformation / corrosion</i>	0
Wärmedämmung <i>Insulation</i>	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung <i>Water retention / outgasing / degradation</i>	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen

Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen

Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers <i>Internal pressure for absorber</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit <i>High temperature resistance</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
3. Expositionstest <i>Exposure</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel <i>External shock</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
5. Schneller innerer Temperaturwechsel <i>Internal shock</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
6. Beregnungsprüfung <i>Rain penetration</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
7. Mechanische Belastung <i>Mechanical load test</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
8. Endkontrolle <i>Final inspection</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>

11.2 Sicherheit

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 196 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 196 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors

Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label do include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors

Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

13 Prüfverfahren

Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde mit Ausnahme der Innendruckprüfung des Absorbers an Kollektor Typ Super Vega Series (L) mit der internen Kennzeichnung C1150B durchgeführt. Die Innendruckprüfung des Absorbers wurde an Kollektor Typ Super Vega Series (L) mit der internen Kennzeichnung C1150A durchgeführt.

*The outdoor test of the collector was carried according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
The durability and reliability test was accomplished at the collector with internal identification C1150B with the exception of the internal pressure test for absorber. The internal pressure test for absorber was accomplished at the collector with internal identification C1150A.*

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

This test report shall not be copied in extracts without a written agreement from ITW.

Eingang Prüfling: <i>Arrival of test sample:</i>	13.06.2013
Prüfzeitraum: <i>Test period:</i>	17.06. – 13.09.2013
Prüfer: <i>Test engineer:</i>	Dipl.-Ing. M. Schlagenhauf, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy Dipl.-Ing. B. Traub

Stuttgart, den 30.09.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit



Prüfbericht

Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1176

Test Report No.: 13COL1176

Stuttgart, den 09.10.2013

Stuttgart, October 9th, 2013

Auftraggeber:

client:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd
No.199, Yingzhou Road
Lianyungang City, Jiangsu Province
P.R.China

Hersteller:

manufacturer:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd

Typ:

type:

SZ58/1800-12G

Herstelljahr:

year of production:

2011

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....	3
	<i>General Specifications</i>	
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung	9
	<i>Test Results Thermal Performance</i>	
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors	11
	<i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>	
4	Prüfverfahren	11
	<i>Test Methods</i>	
	Anhang A: Ertragsvorhersage	12
	<i>Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain</i>	
	Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ...	13
	<i>Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions</i>	
	Anhang C: Nomenklatur	16
	<i>Annex C: Symbols and Units</i>	

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd No. 199 Yingzhou Road Lianyungang City, Jiangsu Province P.R.China
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Iris Zhuang Tel.: 0086 518 8595 9563 Fax: 0086 518 8595 9565 mailto:certification@micoe.com
Typ: <i>type:</i>	SZ58/1800-12G <i>SZ58/1800-12G</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	keine Angabe <i>not specified</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1010 <i>C1010</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2011 <i>2011</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	2.33 m ² <i>2.33 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	1.08 m ² <i>1.08 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	0.94 m ² <i>0.94 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor mit Wärmeträgermedium gefüllte Sydney-Röhren <i>evacuated tubular collector with direct flow, with heat transfer medium filled Sydney tubes</i>
Länge: <i>length:</i>	2033 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>2033 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	1147 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1147 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	200 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>200 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Stahl lackiert, Nylon <i>painted steel, Nylon</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	40 kg <i>40 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	Silikongummi <i>silicon rupper</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, Flachdach, aufgeständert <i>On roof, flat roof, built on stilts</i>

Absorber

Absorber

Material:	Glas
<i>material:</i>	<i>glass</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Nicht relevant
<i>Joint absorber-risers:</i>	<i>not relevant</i>
Dicke:	1.6 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.6 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	ALN/SS-ALN/Cu
<i>surface treatment:</i>	<i>ALN/SS-ALN/Cu</i>
Absorptionsgrad:	0.94
<i>absorptance:</i>	<i>0.94</i>
Emissionsgrad:	0.07
<i>emittance:</i>	<i>0.07</i>
Wärmeträgerinhalt:	38 Liter
<i>heat transfer fluid content:</i>	<i>38 litres</i>
Durchströmungsform:	seriell
<i>flow pattern:</i>	<i>serial</i>
Abmessungen Absorberrohre:	47 x 1.6 mm
<i>dimension absorber tubes:</i>	<i>47 x 1.6 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	12
<i>no. of absorber tubes:</i>	<i>12</i>
Abstand der Absorberrohre:	83 mm
<i>distance between absorber tubes:</i>	<i>83 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	98 mm x 98 mm, Rechteckrohr
<i>dimension of the header:</i>	<i>98 mm x 98 mm, rectangular tube</i>
Anzahl Anschlüsse:	2
<i>number of connections:</i>	<i>2</i>
Ausführung Anschlüsse:	1 1/4" Außengewinde
<i>realisation of connections:</i>	<i>1 1/4" outer thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl:	1
<i>number:</i>	<i>1</i>
Außendurchmesser der Glasröhre:	58 mm
<i>outer diameter glass tube :</i>	<i>58 mm</i>
Material:	Borosilikatglas
<i>material:</i>	<i>borosilicate glass</i>
Hersteller:	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd
<i>manufacturer:</i>	<i>Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd</i>
Produktbezeichnung:	Outer glas tube
<i>brand name:</i>	<i>Outer glas tube</i>
Transmissionsgrad:	0.91
<i>transmittance:</i>	<i>0.91</i>
Dicke:	1.8 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.8 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

Sammler
header

Material: Polyurethan
material: *polyurethane*

Hersteller: Jiangsu Micoe
manufacturer: *Jiangsu Micoe*

Produktbezeichnung: Insulation layer
product name: *Insulation layer*

Wärmeleitfähigkeit: 0.043 W/mK
thermal conductivity: *0.043 W/mK*

Wärmekapazität: 1.22 kJ/kgK
heat capacity: *1.22 kJ/kgK*

Dichte: 36 - 42 kg/m³
density: *36 -42 kg/m³*

Dicke: 46 mm
thickness: *46 mm*

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: 248 °C (von Prüflabor bestimmt)
stagnation temperature: *248 °C (determined by test laboratory)*

max. zul. Betriebsüberdruck: 0.2 bar
max. operation pressure: *0.2 bar*

Zulässiger Wärmeträger: Wasser
allowed heat transfer fluid: *water*

Nenndurchfluss pro Kollektor: 70 kg/h
nominal flow rate per collector: *70 kg/h*

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- assembly engineering drawing of vertical heat collector - Zeichnung Nr. GC-LX-58/83-00 - Datum: 09.01.2012
- engineering drawing of vertical heat collector manifold - Zeichnung Nr. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Datum: 09.01.2012
- engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Zeichnung Nr. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - Datum: 09.01.2012
- general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - Zeichnung Nr. ZKG-Ø58-00 - Datum: 31.03.2012
- *assembly engineering drawing of vertical heat collector - drawing no. GC-LX-58/83-00 - date: 09.01.2012*
- *engineering drawing of vertical heat collector manifold - drawing no. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - date: 09.01.2012*

- *engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - drawing no. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - date: 09.01.2012*
- *general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - drawing no. ZKG-Ø58-00 - date: 31.03.2012*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:
The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Das Typenschild lag dem Prüfling als Muster bei und enthält alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben.

Gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 muss es gut sichtbar und haltbar am Kollektor angebracht sein.

The collector label was attached as a specimen and it includes all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2, required information.

According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it shall be fixed visible and durable on the collector frame.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013
- *Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Gültigkeit
Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben
beschriebenen Kollektortyp SZ58/1800-12G.

*The test report is valid for collector type SZ58/1800-12G
as specified above.*

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

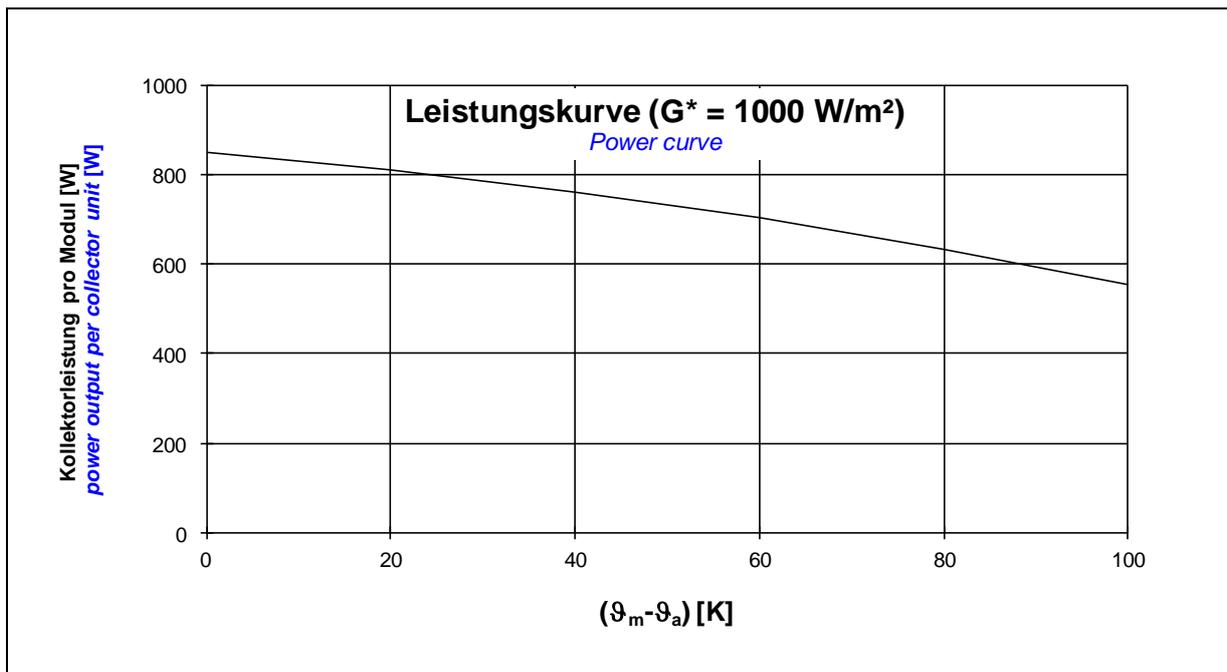
Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G^*} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] <i>conversion factor</i>	0.788
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] <i>heat transfer coefficient</i>	1.63
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>	0.011
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ (50°) [-] <i>incidence angle modifier</i>	Siehe Seite 13 <i>see page 13</i>
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] <i>area related heat capacity</i>	273
Volumenstrom [l/(m²h)] <i>volume flow rate</i>	90
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] <i>aperture area per collector unit</i>	1.08
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul ($G^* = 1000$ W/m², ($T_m - T_a$) = 0) <i>peak power [W_{peak}] per collector unit ($G^* = 1000$ W/m², ($T_m - T_a$) = 0)</i>	851



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	340	596	851
20	300	556	811
40	251	506	762
60	192	447	703
80	124	379	634
100	46	301	556

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors

Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren

Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

This test report shall not be copied in extracts without a written agreement from ITW.

Eingang Prüfling: 02.03.2011
Arrival of test sample:
Prüfzeitraum: 05.06.2011 – 28.06.2011
Test period:
Prüfer: M. Wild
Test engineer:

Stuttgart, den 09.10.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)								
<i>collector characteristics (based on aperture area)</i>								
Konversionsfaktor <i>Conversion factor</i>	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient <i>heat transfer coefficient</i>				flächenbezogene Wärmekapazität <i>area related heat capacity</i>			
$\eta_0 = 0.788$	$a_1 = 1.630 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$				$c = 273.0 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$			
Einfallswinkel-Korrekturfaktoren <i>Incidence angle modifier</i>								
	θ	0	20	40	50	60	70	90
$K_{\theta d} = 1.25$	$K_{\theta b}(\theta_i)$	1.00	0.99	0.95	0.92	0.84	0.70	0.00
	$K_{\theta b}(\theta_t)$	1.00	1.10	1.34	1.71	1.80	1.67	0.00

Berechnungsergebnisse			
<i>calculation results</i>			
Standort / <i>location</i>	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m ² a)] <i>radiation</i>	1022	1212	1354
Aperturfläche [m ²] <i>aperture area</i>	Jährlicher Kollektorertrag ¹⁾ [kWh/(m ² a)] <i>yearly energy gain</i>		
3	623	760	830
4	556	659	714
5	495	570	616
6	442	520	540

¹⁾ Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) = K_{\Theta b}(\theta_l, 0) \cdot K_{\Theta b}(0, \theta_t)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

auf Aperturfläche bezogen <i>based on the aperture area</i>	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.730 [-]
$K_{\Theta d}$:	1.251 [-]
c_1 :	1.631 [W/(m ² K)]
c_2 :	0.011 [W/(m ² K ²)]
c_5 :	273.0 [kJ/(m ² K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ <i>incident angle θ</i>	0	20	40	50	60	70	90
$K_{\Theta b}(\theta_l)$:	1.00	0.99	0.95	0.92	0.84	0.70	0.00
$K_{\Theta b}(\theta_t)$:	1.00	1.10	1.34	1.71	1.80	1.67	0.00

Berechnung der Kollektorparameter *Calculation of the collector parameters*

η_0:	Konversionsfaktor / <i>zero-loss collector efficiency</i> (η_0 at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$) [-] $\eta_0 = F(\tau\alpha)_{en} K_{ob}(\theta_l = 10,7^\circ; \theta_t = 10,7^\circ) \cdot 0.85 + F(\tau\alpha)_{en} K_{od} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat loss coefficient</i> [W/(m ² K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature dependence of the heat loss coefficient</i> [W/(m ² K ²)] $a_2 = c_2$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / <i>area related heat capacity</i> [kJ/(m ² K)]: $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte) *Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)*

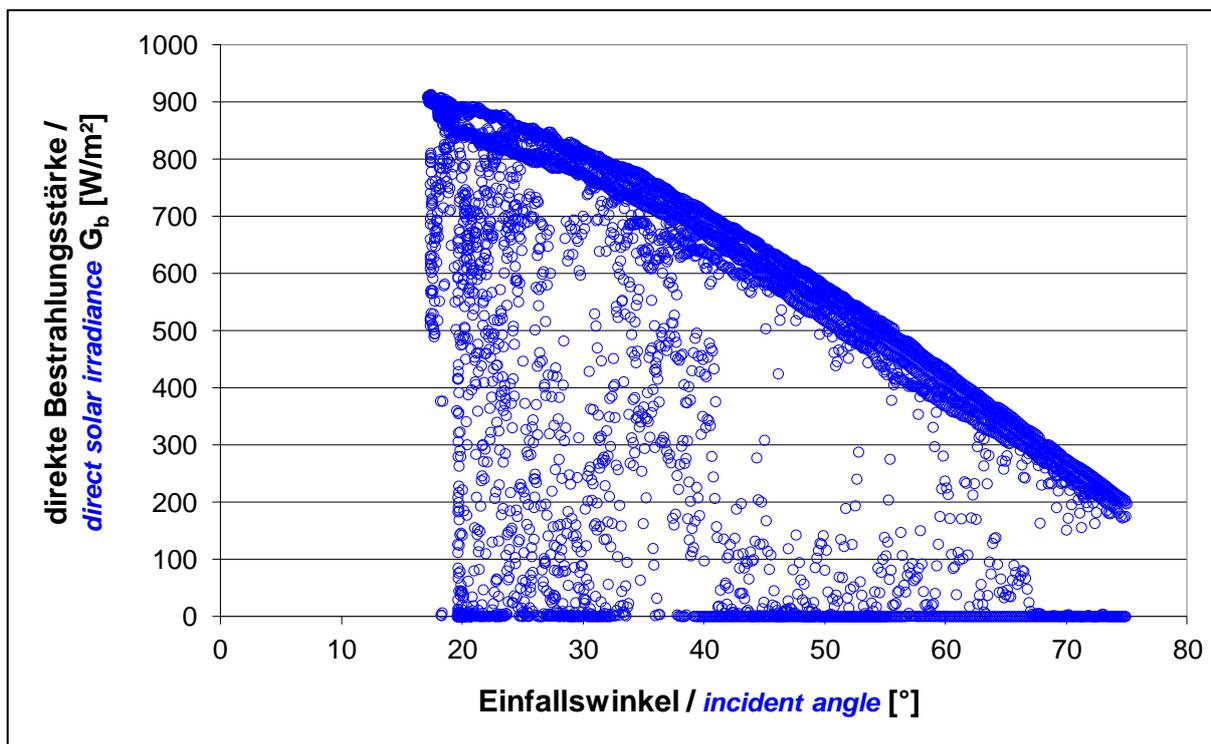


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

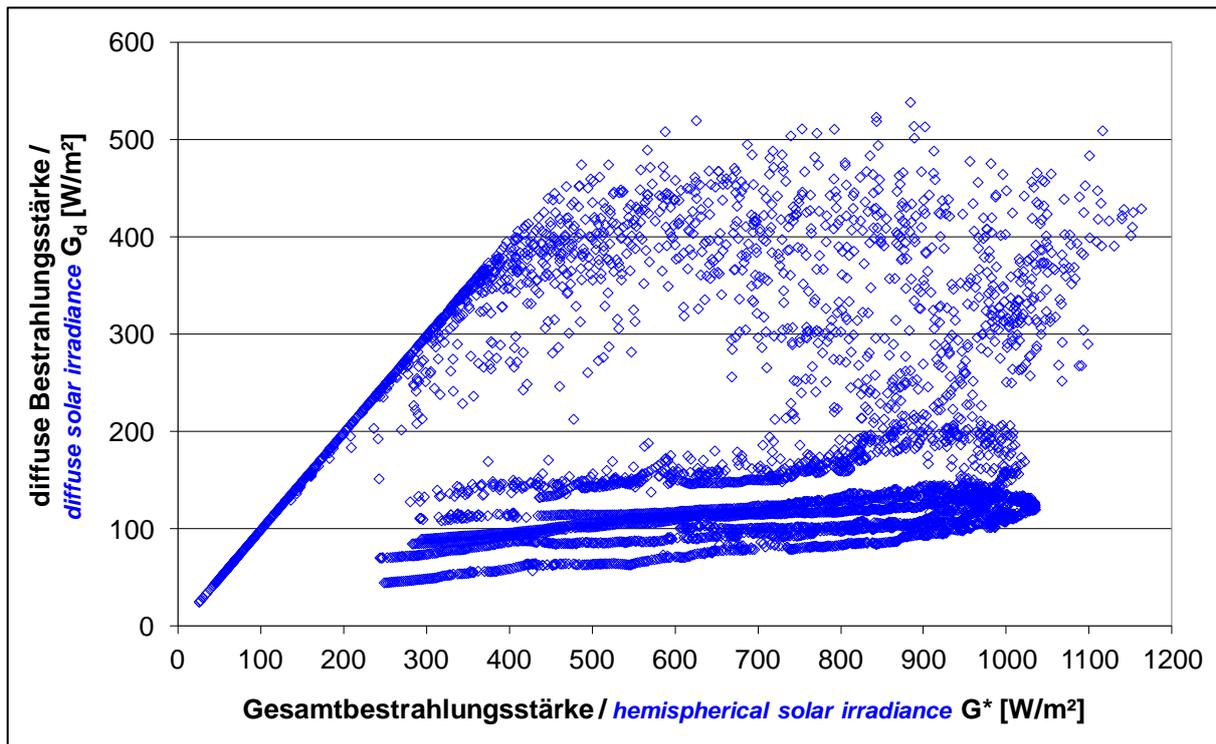


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

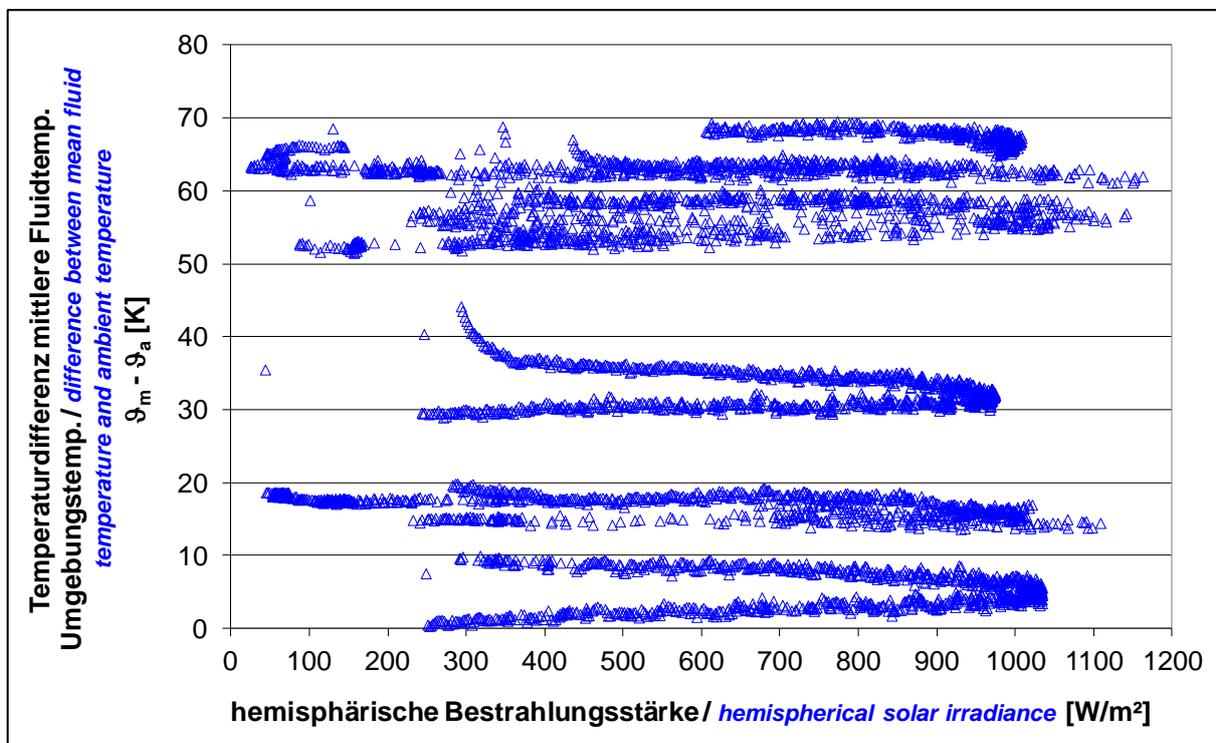


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m ²]	Aperturfläche / <i>aperture area</i>
a	[(mbar h ²)/l ²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
a₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
a₂	[W/(m ² K ²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
b₀	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / <i>factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance</i>
c	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
c₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
c₂	[W/(m ² K ²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
c₅	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
F'(τα)_{en}	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>conversion factor of the beam irradiance</i>
G*	[W/m ²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / <i>hemispherical solar irradiance</i>
G_b	[W/m ²]	direkte Bestrahlungsstärke / <i>beam solar irradiance</i>
G_d	[W/m ²]	diffuse Bestrahlungsstärke / <i>diffuse solar irradiance</i>
K_θ(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance</i>
K_{θb}(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the beam solar irradiance</i>
K_{θd}	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the diffuse solar irradiance</i>
(kA)_{WT}	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers <i>heat transfer capacity of the solar heat exchanger</i>
ṁ	[l/h]	Massenstrom / <i>mass flow rate</i>
Q̇	[W]	Kollektorleistung / <i>power per collector unit</i>
q̇	[W/m ²]	flächenbezogene Kollektorleistung / <i>area based collector power</i>
Δp	[mbar]	Druckverlust / <i>pressure loss</i>
η	[-]	Wirkungsgrad / <i>collector efficiency</i>
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>conversion factor</i>
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / <i>heat conductivity</i>
ϑ	[°C]	Temperatur / <i>temperature</i>
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / <i>ambient air temperature</i>
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / <i>collector outlet temperature</i>
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / <i>collector inlet temperature</i>
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / <i>mean fluid temperature</i>
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke <i>incidence angle of the beam solar irradiance</i>



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit



Prüfbericht

Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1177

Test Report No.: 13COL1177

Stuttgart, den 09.10.2013

Stuttgart, October 9th, 2013

Auftraggeber:

client:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd

No.199, Yingzhou Road

Lianyungang City, Jiangsu Province

P.R.China

Hersteller:

manufacturer:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd

Typ:

type:

SZ58/1800-20G

Herstelljahr:

year of production:

2011

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....	3
	<i>General Specifications</i>	
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung	9
	<i>Test Results Thermal Performance</i>	
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors	11
	<i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>	
4	Prüfverfahren	11
	<i>Test Methods</i>	
	Anhang A: Ertragsvorhersage	12
	<i>Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain</i>	
	Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ...	13
	<i>Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions</i>	
	Anhang C: Leistungskurven	16
	<i>Annex C: Power Curves</i>	
	Anhang D: Nomenklatur	22
	<i>Annex D: Symbols and Units</i>	

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd No. 199 Yingzhou Road Lianyungang City, Jiangsu Province P.R.China
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Iris Zhuang Tel.: 0086 518 8595 9563 Fax: 0086 518 8595 9565 mailto:certification@micoe.com
Typ: <i>type:</i>	SZ58/1800-20G <i>SZ58/1800-20G</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	keine Angabe <i>not specified</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1011A <i>C1011A</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2011 <i>2011</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	3.68 m ² <i>3.68 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	1.80 m ² <i>1.80 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	1.55 m ² <i>1.55 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor mit Wärmeträgermedium gefüllte Sydney-Röhren <i>evacuated tubular collector with direct flow, with heat transfer medium filled Sydney tubes</i>
Länge: <i>length:</i>	2032 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>2032 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	1810 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1810 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	205 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>205 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Stahl lackiert, Nylon <i>painted steel, Nylon</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	48 kg <i>48 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	Silikongummi <i>silicon rupper</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, Flachdach, aufgeständert <i>On roof, flat roof, built on stilts</i>

Absorber

Absorber

Material:	Glas
<i>material:</i>	<i>glass</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Nicht relevant
<i>Joint absorber-risers:</i>	<i>not relevant</i>
Dicke:	1.6 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.6 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	ALN/SS-ALN/Cu
<i>surface treatment:</i>	<i>ALN/SS-ALN/Cu</i>
Absorptionsgrad:	0.94
<i>absorptance:</i>	<i>0.94</i>
Emissionsgrad:	0.07
<i>emittance:</i>	<i>0.07</i>
Wärmeträgerinhalt:	61 Liter
<i>heat transfer fluid content:</i>	<i>61 litres</i>
Durchströmungsform:	seriell
<i>flow pattern:</i>	<i>serial</i>
Abmessungen Absorberrohre:	47 x 1.6 mm
<i>dimension absorber tubes:</i>	<i>47 x 1.6 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	20
<i>no. of absorber tubes:</i>	<i>20</i>
Abstand der Absorberrohre:	83 mm
<i>distance between absorber tubes:</i>	<i>83 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	98 mm x 98 mm, Rechteckrohr
<i>dimension of the header:</i>	<i>98 mm x 98 mm, rectangular tube</i>
Anzahl Anschlüsse:	2
<i>number of connections:</i>	<i>2</i>
Ausführung Anschlüsse:	1 1/4" Außengewinde
<i>realisation of connections:</i>	<i>1 1/4" outer thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl:	1
<i>number:</i>	<i>1</i>
Außendurchmesser der Glasröhre:	58 mm
<i>outer diameter glass tube :</i>	<i>58 mm</i>
Material:	Borosilikatglas
<i>material:</i>	<i>borosilicate glass</i>
Hersteller:	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd
<i>manufacturer:</i>	<i>Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd</i>
Produktbezeichnung:	Outer glas tube
<i>brand name:</i>	<i>Outer glas tube</i>
Transmissionsgrad:	0.91
<i>transmittance:</i>	<i>0.91</i>
Dicke:	1.8 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.8 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

Sammler
header

Material: Polyurethan
material: *polyurethane*

Hersteller: Jiangsu Micoe
manufacturer: *Jiangsu Micoe*

Produktbezeichnung: Insulation layer
product name: *Insulation layer*

Wärmeleitfähigkeit: 0.043 W/mK
thermal conductivity: *0.043 W/mK*

Wärmekapazität: 1.22 kJ/kgK
heat capacity: *1.22 kJ/kgK*

Dichte: 36 - 42 kg/m³
density: *36 -42 kg/m³*

Dicke: 46 mm
thickness: *46 mm*

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: 248 °C (von Prüflabor bestimmt)
stagnation temperature: *248 °C (determined by test laboratory)*

max. zul. Betriebsüberdruck: 0.2 bar
max. operation pressure: *0.2 bar*

Zulässiger Wärmeträger: Wasser
allowed heat transfer fluid: *water*

Nenndurchfluss pro Kollektor: 75 kg/h
nominal flow rate per collector: *75 kg/h*

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- assembly engineering drawing of vertical heat collector - Zeichnung Nr. GC-LX-58/83-00 - Datum: 09.01.2012
- engineering drawing of vertical heat collector manifold - Zeichnung Nr. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Datum: 09.01.2012
- engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Zeichnung Nr. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - Datum: 09.01.2012
- general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - Zeichnung Nr. ZKG-Ø58-00 - Datum: 31.03.2012
- *assembly engineering drawing of vertical heat collector - drawing no. GC-LX-58/83-00 - date: 09.01.2012*
- *engineering drawing of vertical heat collector manifold - drawing no. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - date: 09.01.2012*

▪ *engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - drawing no. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - date: 09.01.2012*

▪ *general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - drawing no. ZKG-Ø58-00 - date: 31.03.2012*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Das Typenschild lag dem Prüfling als Muster bei und enthält alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben.

Gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 muss es gut sichtbar und haltbar am Kollektor angebracht sein.

The collector label was attached as a specimen and it includes all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2, required information.

According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it shall be fixed visible and durable on the collector frame.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013
- *Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SZ58/1800-20G sowie für die baugleichen Kollektoren SZ58/1800-14G, SZ58/1800-15G, SZ58/1800-16G, SZ58/1800-18G, SZ58/1800-24G und SZ58/1800-30G.

The test report is valid for collector type SZ58/1800-20G as specified above as well as for the collectors SZ58/1800-14G, SZ58/1800-15G, SZ58/1800-16G, SZ58/1800-18G, SZ58/1800-24G and SZ58/1800-30G identical in construction.

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

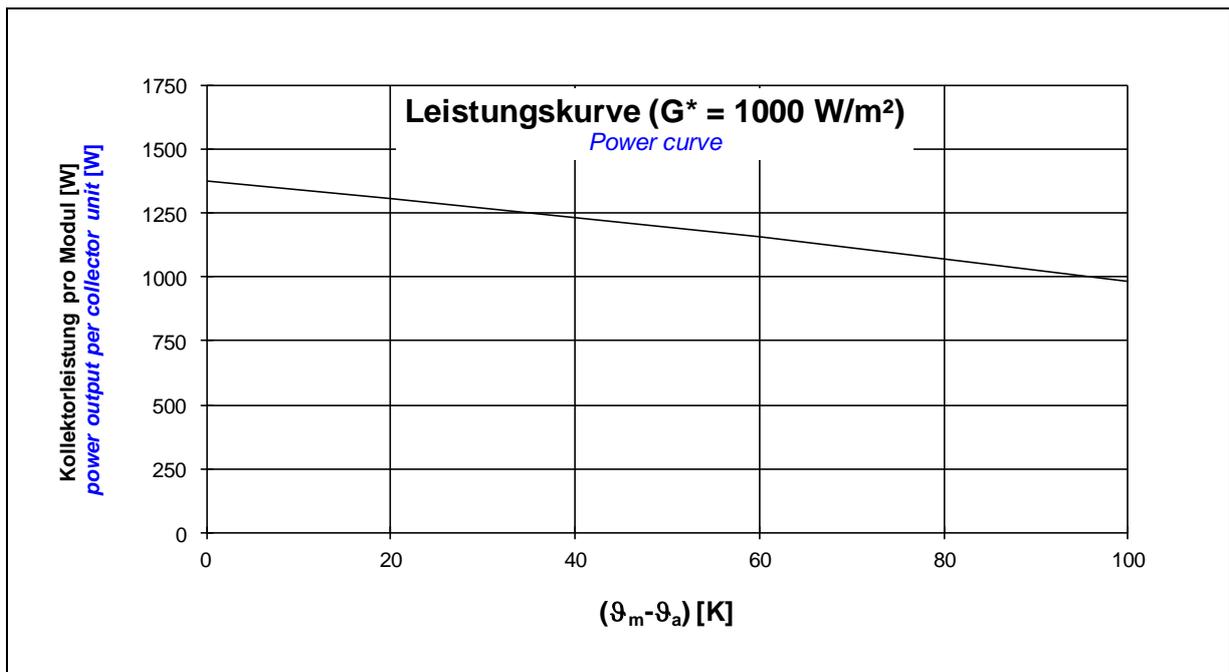
Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G^*} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] <i>conversion factor</i>	0.763
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] <i>heat transfer coefficient</i>	1.776
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>	0.004
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ (50°) [-] <i>incidence angle modifier</i>	Siehe Seite 13 <i>see page 13</i>
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] <i>area related heat capacity</i>	285
Volumenstrom [l/(m²h)] <i>volume flow rate</i>	90
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] <i>aperture area per collector unit</i>	1.80
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (T_m - T_a) = 0$) <i>peak power [$W_{peak}$] per collector unit ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2, (T_m - T_a) = 0$)</i>	1373



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	549	961	1373
20	483	895	1307
40	410	822	1234
60	332	744	1156
80	248	660	1072
100	158	570	982

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors

Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten

nothing particular

4 Prüfverfahren

Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

This test report shall not be copied in extracts without a written agreement from ITW.

Eingang Prüfling: 02.03.2011
Arrival of test sample:
Prüfzeitraum: 05.07. – 16.07.2011
Test period:
Prüfer: M. Wild
Test engineer:

Stuttgart, den 09.10.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)								
<i>collector characteristics (based on aperture area)</i>								
Konversionsfaktor <i>Conversion factor</i>	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient <i>heat transfer coefficient</i>				flächenbezogene Wärmekapazität <i>area related heat capacity</i>			
$\eta_0 = 0.763$	$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$				$c = 285.0 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{K})$			
Einfallswinkel-Korrekturfaktoren <i>Incidence angle modifier</i>								
	θ	0	20	40	50	60	70	90
$K_{\theta d} = 1.32$	$K_{\theta b}(\theta_i)$	1.00	0.99	0.95	0.92	0.84	0.70	0.00
	$K_{\theta b}(\theta_t)$	1.00	1.12	1.37	1.75	1.82	2.15	0.00

Berechnungsergebnisse			
<i>calculation results</i>			
Standort / <i>location</i>	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m ² a)] <i>radiation</i>	1022	1212	1354
Aperturfläche [m ²] <i>aperture area</i>	Jährlicher Kollektorertrag ¹⁾ [kWh/(m ² a)] <i>yearly energy gain</i>		
3	644	780	851
4	574	674	733
5	513	587	639
6	459	522	563

¹⁾ Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) = K_{\Theta b}(\theta_l, 0) \cdot K_{\Theta b}(0, \theta_t)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

auf Aperturfläche bezogen <i>based on the aperture area</i>	
F'(\tau\alpha)_{en}:	0.694 [-]
K_{\Theta d}:	1.326 [-]
c₁:	1.776 [W/(m²K)]
c₂:	0.004 [W/(m²K²)]
c₅:	285.0 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ <i>incident angle θ</i>	0	20	40	50	60	70	90
K_{\Theta b}(θ_l):	1.00	0.99	0.95	0.92	0.84	0.70	0.00
K_{\Theta b}(θ_t):	1.00	1.12	1.37	1.75	1.82	2.15	0.00

Berechnung der Kollektorparameter *Calculation of the collector parameters*

η_0:	Konversionsfaktor / <i>zero-loss collector efficiency</i> (η_0 at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$) [-] $\eta_0 = F(\tau\alpha)_{en} K_{ob}(\theta_l = 10,7^\circ; \theta_t = 10,7^\circ) \cdot 0.85 + F(\tau\alpha)_{en} K_{od} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat loss coefficient</i> [W/(m ² K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature dependence of the heat loss coefficient</i> [W/(m ² K ²)] $a_2 = c_2$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / <i>area related heat capacity</i> [kJ/(m ² K)]: $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte) *Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)*

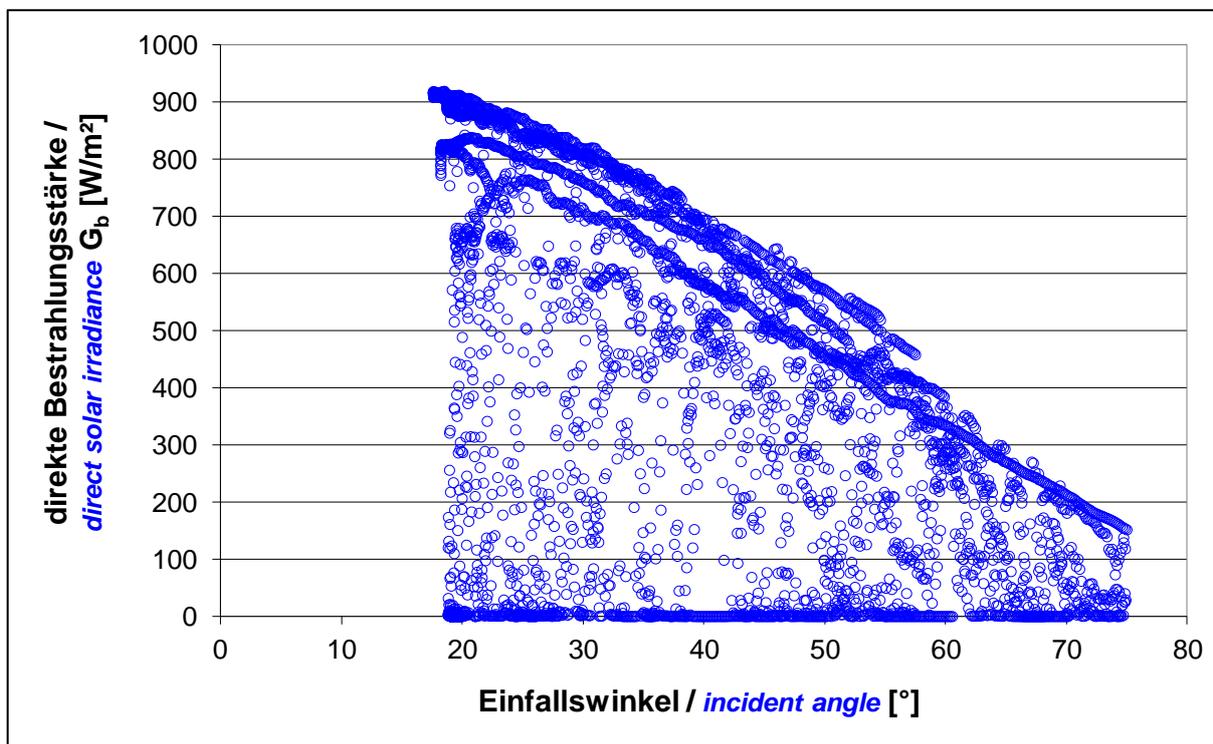


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

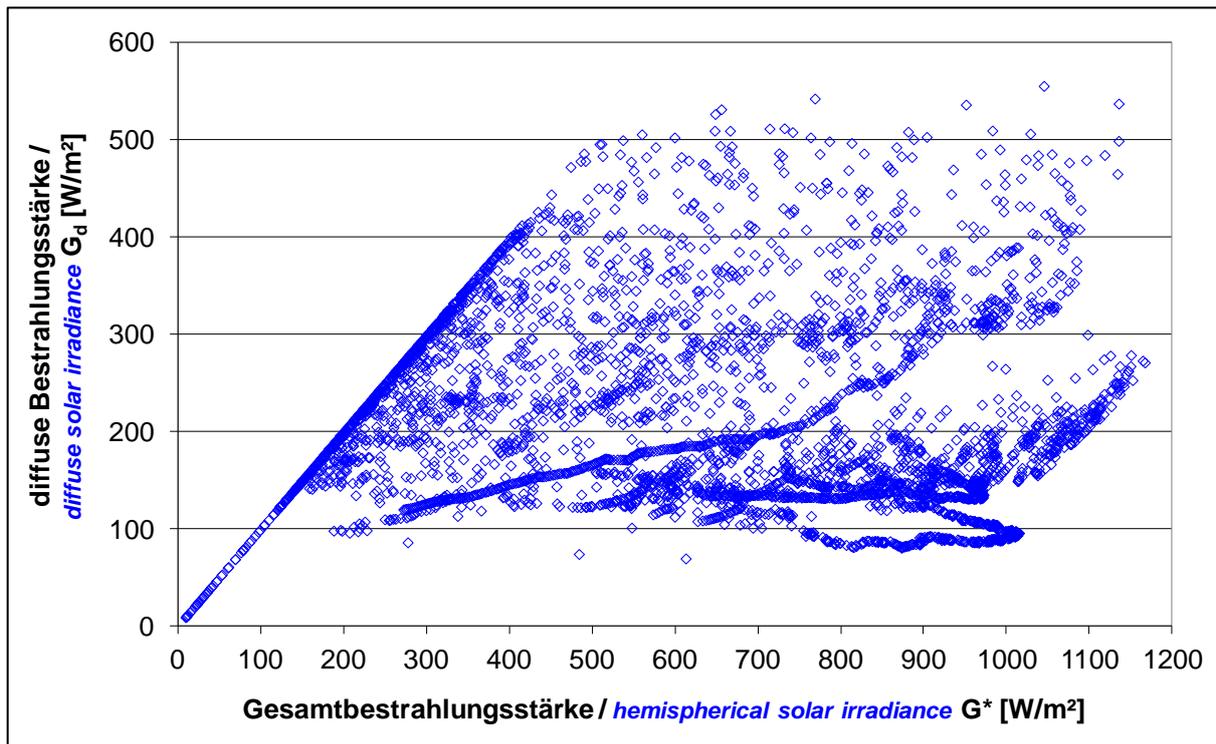


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

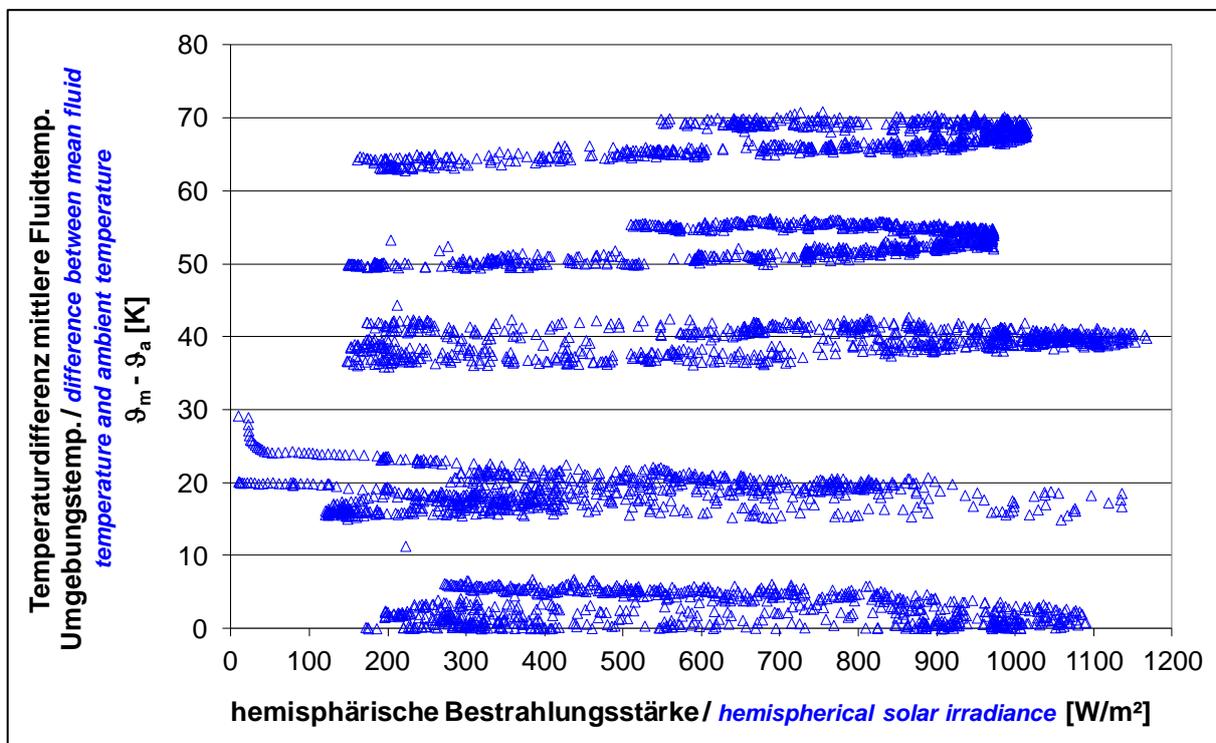


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C.1: Leistungskurve für SZ58/1800-14G

Annex C.1: Power curve for SZ58/1800-14G

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfäche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

$A = 1.26 \text{ m}^2$

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /

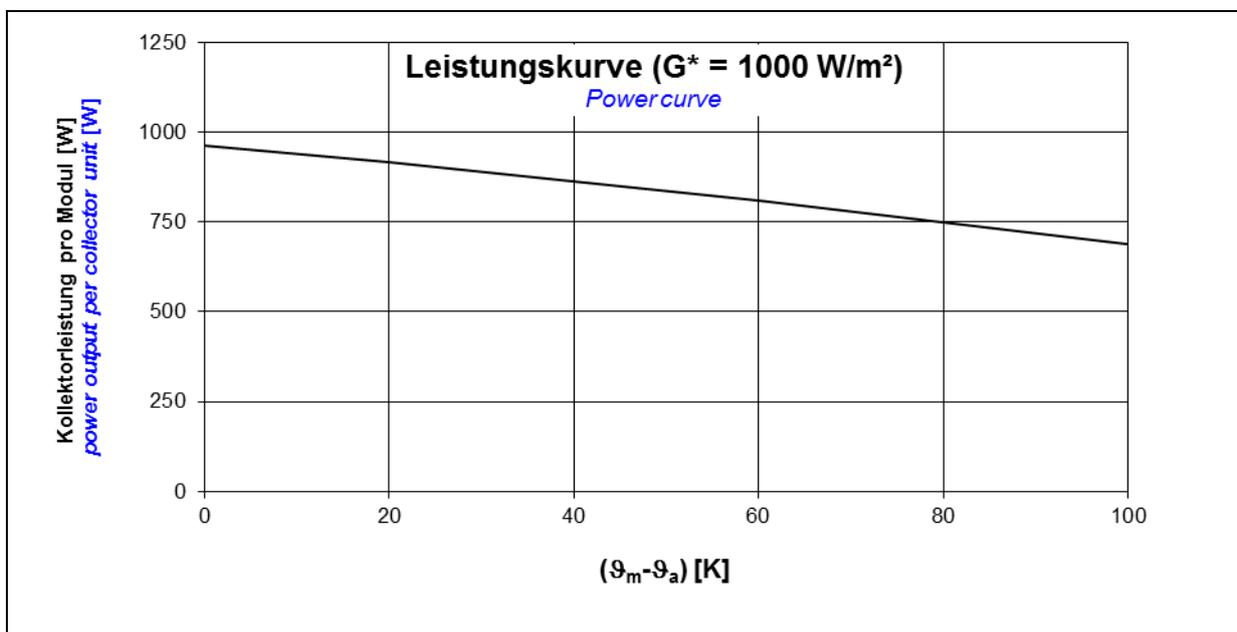
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 961 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	385	673	961
20	338	626	915
40	287	575	864
60	232	521	809
80	173	462	750
100	110	399	687

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang C.2: Leistungskurve für SZ58/1800-15G

Annex C.2: Power curve for SZ58/1800-15G

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfäche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

A = 1.35 m²

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

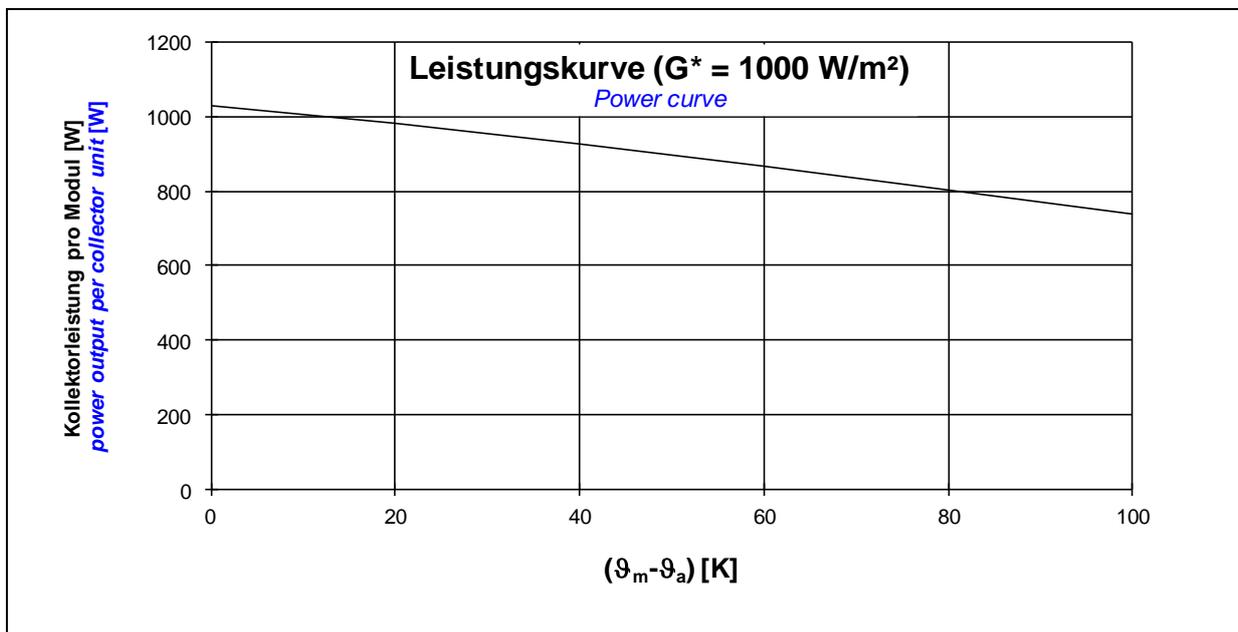
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 1030 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	412	721	1030
20	362	671	980
40	307	616	926
60	249	558	867
80	186	495	804
100	118	427	736

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang C.3: Leistungskurve für SZ58/1800-16G

Annex C.3: Power curve for SZ58/1800-16G

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfäche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

A = 1.44 m²

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /

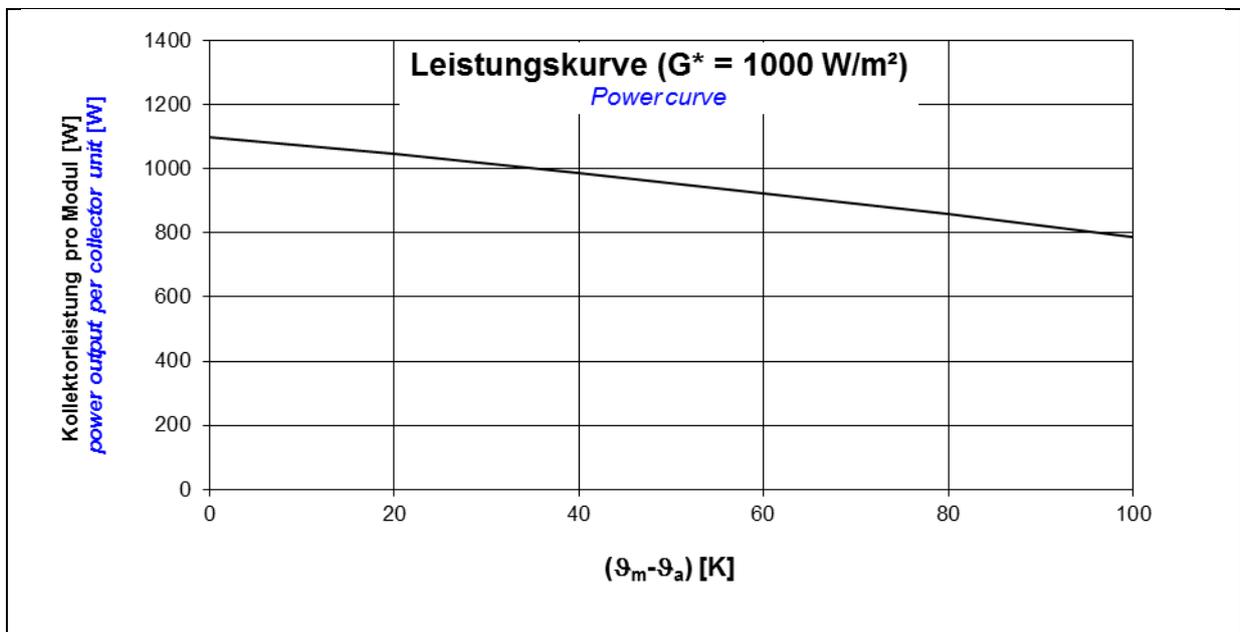
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 1099 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	439	769	1099
20	386	716	1045
40	328	658	987
60	265	595	925
80	198	528	857
100	126	456	785

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang C.4: Leistungskurve für SZ58/1800-18G

Annex C.4: Power curve for SZ58/1800-18G

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfläche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

$A = 1.62 \text{ m}^2$

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

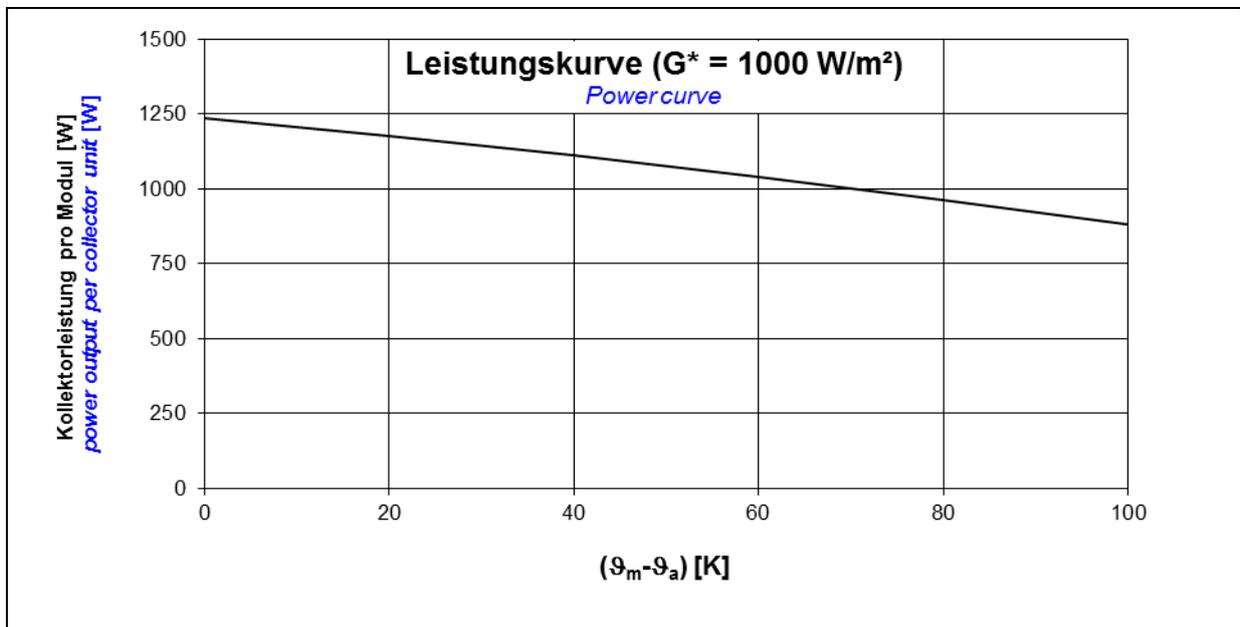
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 1236 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	494	865	1236
20	434	805	1176
40	369	740	1111
60	298	669	1040
80	223	594	964
100	142	513	884

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang C.5: Leistungskurve für SZ58/1800-24G

Annex C.5: Power curve for SZ58/1800-24G

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(g_m - g_a)}{G^*} - a_2 \frac{(g_m - g_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfläche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

A = 2.16 m²

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

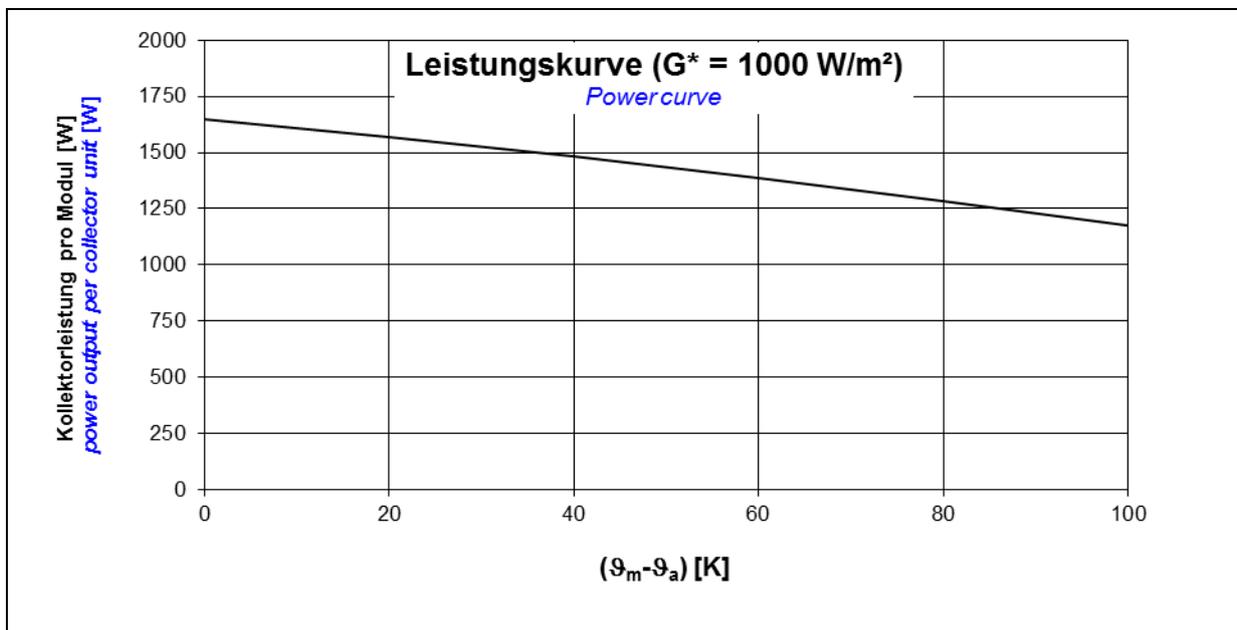
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(g_m - g_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 1648 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(g_m - g_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$g_m - g_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	659	1154	1648
20	579	1073	1568
40	492	986	1481
60	398	892	1387
80	297	791	1286
100	189	684	1178

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang C.6: Leistungskurve für SZ58/1800-30G

Annex C.6: Power curve for SZ58/1800-30G

Bestimmung der Kollektorleistung:

Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfäche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*

A = 2.70 m²

Konversionsfaktor / *conversion factor*

$\eta_0 = 0.763$

Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*

$a_1 = 1.776 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient /

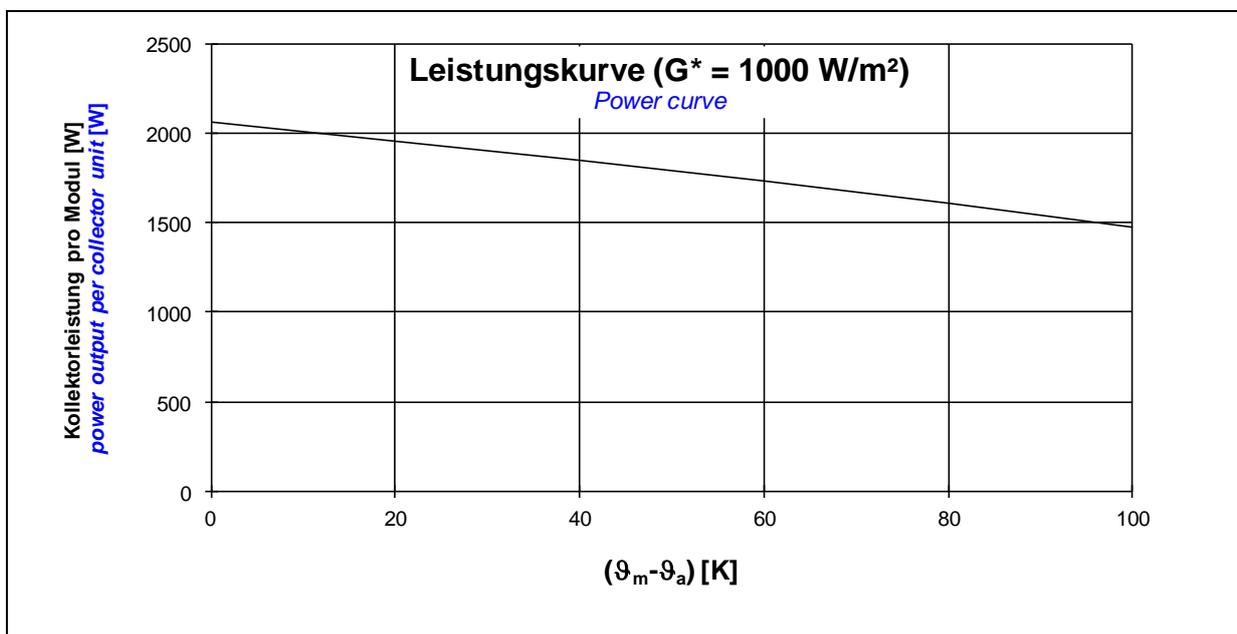
temperature depending heat transfer coefficient

$a_2 = 0.004 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Peakleistung ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) pro Kollektormodul:

$W_{\text{peak}} = 2060 \text{ W}$

Peak Power ($G^ = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) per collector unit:*



Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

$\vartheta_m - \vartheta_a$ in [K]	Bestrahlungsstärke / <i>Irradiance</i>		
	400 W/m ²	700 W/m ²	1000 W/m ²
0	824	1442	2060
20	724	1342	1960
40	615	1233	1851
60	497	1115	1734
80	371	989	1607
100	237	855	1473

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung

Note: the reported values are for normal incidence

Anhang D: Nomenklatur

Annex D: Symbols and Units

A	[m ²]	Aperturfläche / <i>aperture area</i>
a	[(mbar h ²)/l ²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
a₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
a₂	[W/(m ² K ²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts <i>coefficient for calculation of pressure loss</i>
b₀	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / <i>factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance</i>
c	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
c₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / <i>heat transfer coefficient</i>
c₂	[W/(m ² K ²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature depending heat transfer coefficient</i>
c₅	[kJ/(m ² K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors <i>area based heat capacity of the collector</i>
F'(τα)_{en}	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>conversion factor of the beam irradiance</i>
G*	[W/m ²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / <i>hemispherical solar irradiance</i>
G_b	[W/m ²]	direkte Bestrahlungsstärke / <i>beam solar irradiance</i>
G_d	[W/m ²]	diffuse Bestrahlungsstärke / <i>diffuse solar irradiance</i>
K_θ(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance</i>
K_{θb}(θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the beam solar irradiance</i>
K_{θd}	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier of the diffuse solar irradiance</i>
(kA)_{WT}	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers <i>heat transfer capacity of the solar heat exchanger</i>
\dot{m}	[l/h]	Massenstrom / <i>mass flow rate</i>
\dot{Q}	[W]	Kollektorleistung / <i>power per collector unit</i>
\dot{q}	[W/m ²]	flächenbezogene Kollektorleistung / <i>area based collector power</i>
Δp	[mbar]	Druckverlust / <i>pressure loss</i>
η	[-]	Wirkungsgrad / <i>collector efficiency</i>
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>conversion factor</i>
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / <i>heat conductivity</i>
ϑ	[°C]	Temperatur / <i>temperature</i>
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / <i>ambient air temperature</i>
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / <i>collector outlet temperature</i>
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / <i>collector inlet temperature</i>
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / <i>mean fluid temperature</i>
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke <i>incidence angle of the beam solar irradiance</i>



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit



Prüfbericht

Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report

Durability and Reliability of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006

according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 13COL1177Q

Test Report No.: 13COL1177Q

Stuttgart, den 09.10.2013

Stuttgart, October 9th, 2013

Auftraggeber:

client:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd
No.199, Yingzhou Road
Lianyungang City, Jiangsu Province
P.R.China

Hersteller:

manufacturer:

Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd

Typ:

type:

SZ58/1800-20G

Herstelljahr:

year of production:

2011

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben.....	3
	<i>General Specifications</i>	
2	Innendruckprüfung des Absorbers	9
	<i>Internal Pressure Test for Absorber</i>	
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit.....	9
	<i>High Temperature Resistance</i>	
4	Expositionstest.....	9
	<i>Exposure</i>	
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel	10
	<i>External Thermal Shock</i>	
6	Schneller innerer Temperaturwechsel.....	10
	<i>Internal Thermal Shock</i>	
7	Beregnungsprüfung	11
	<i>Rain Penetration</i>	
8	Mechanische Belastung.....	11
	<i>Mechanical Load Test</i>	
9	Stagnationstemperatur	12
	<i>Stagnation Temperature</i>	
10	Endkontrolle	12
	<i>Final Inspection</i>	
11	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen.....	13
	<i>Summary of Reliability Tests</i>	
12	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors	15
	<i>Test Occurrences and Operating Behaviour</i>	
13	Prüfverfahren	15
	<i>Test Methods</i>	

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) *General Specifications (acc. to manufacturer)*

Hersteller <i>Manufacturer</i>	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd No. 199 Yingzhou Road Lianyungang City, Jiangsu Province P.R.China
Ansprechpartner: <i>contact person:</i>	Iris Zhuang Tel.: 0086 518 8595 9563 Fax: 0086 518 8595 9565 mailto:certification@micoe.com
Typ: <i>type:</i>	SZ58/1800-20G <i>SZ58/1800-20G</i>
Herstellernummer: <i>serial no.:</i>	keine Angabe <i>not specified</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: <i>internal identification of test laboratory:</i>	C1011B <i>C1011B</i>
Serienprodukt oder Baumuster: <i>serial product or model:</i>	Serienprodukt <i>serial product</i>
Herstelljahr: <i>year of production:</i>	2011 <i>2011</i>

Bezugsflächen <i>Dimensions of collector unit</i>	von Prüflabor bestimmt <i>determined by test laboratory</i>
Bruttofläche: <i>gross area:</i>	3.68 m ² <i>3.68 m²</i>
Aperturfläche: <i>aperture area:</i>	1.80 m ² <i>1.80 m²</i>
Absorberfläche: <i>absorber area:</i>	1.55 m ² <i>1.55 m²</i>

Kollektor/Gehäuse <i>Technical figures</i>	
Bauart: <i>collector type:</i>	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor, mit Wärmeträgermedium gefüllte Sydney-Röhren <i>evacuated tubular collector with direct flow, with heat transfer medium filled Sydney tubes</i>
Länge: <i>length:</i>	2032 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>2032 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite: <i>width:</i>	1810 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>1810 mm (determined by test laboratory)</i>
Höhe: <i>height:</i>	205 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>205 mm (determined by test laboratory)</i>
Material: <i>material:</i>	Stahl lackiert, Nylon <i>painted steel, Nylon</i>
Gewicht: <i>weight:</i>	48 kg <i>48 kg</i>
Dichtungsmaterialien: <i>sealing material:</i>	Silikongummi <i>silicon rupper</i>
Einbauweise: <i>collector mounting:</i>	Aufdach, Flachdach, aufgeständert <i>On roof, flat roof, built on stilts</i>

Absorber

Absorber

Material:	Glas
<i>material:</i>	<i>glass</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Nicht relevant
<i>Joint absorber-risers:</i>	<i>not relevant</i>
Dicke:	1.6 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.6 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	ALN/SS-ALN/Cu
<i>surface treatment:</i>	<i>ALN/SS-ALN/Cu</i>
Absorptionsgrad:	0.94
<i>absorptance:</i>	<i>0.94</i>
Emissionsgrad:	0.07
<i>emittance:</i>	<i>0.07</i>
Wärmeträgerinhalt:	61 Liter
<i>heat transfer fluid content:</i>	<i>61 litres</i>
Durchströmungsform:	seriell
<i>flow pattern:</i>	<i>serial</i>
Abmessungen Absorberrohre:	47 x 1.6 mm
<i>dimension absorber tubes:</i>	<i>47 x 1.6 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	20
<i>no. of absorber tubes:</i>	<i>20</i>
Abstand der Absorberrohre:	83 mm
<i>distance between absorber tubes:</i>	<i>83 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	98 mm x 98 mm, Rechteckrohr
<i>dimension of the header:</i>	<i>98 mm x 98 mm, rectangular tube</i>
Anzahl Anschlüsse:	2
<i>number of connections:</i>	<i>2</i>
Ausführung Anschlüsse:	1 1/4" Außengewinde
<i>realisation of connections:</i>	<i>1 1/4" outer thread</i>

Transparente Abdeckung

Transparent cover:

Anzahl:	1
<i>number:</i>	<i>1</i>
Außendurchmesser der Glasröhre:	58 mm
<i>outer diameter glass tube :</i>	<i>58 mm</i>
Material:	Borosilikatglas
<i>material:</i>	<i>borosilicate glass</i>
Hersteller:	Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd
<i>manufacturer:</i>	<i>Jiangsu Micoe Solar Energy Co., Ltd</i>
Produktbezeichnung:	Outer glas tube
<i>brand name:</i>	<i>Outer glas tube</i>
Transmissionsgrad:	0.91
<i>transmittance:</i>	<i>0.91</i>
Dicke:	1.8 mm
<i>thickness:</i>	<i>1.8 mm</i>

Wärmedämmung

Thermal insulation:

Sammler
header

Material: <i>material:</i>	Polyurethan <i>polyurethane</i>
Hersteller: <i>manufacturer:</i>	Jiangsu Micoe <i>Jiangsu Micoe</i>
Produktbezeichnung: <i>product name:</i>	Insulation layer <i>Insulation layer</i>
Wärmeleitfähigkeit: <i>thermal conductivity:</i>	0.043 W/mK <i>0.043 W/mK</i>
Wärmekapazität: <i>heat capacity:</i>	1.22 kJ/kgK <i>1.22 kJ/kgK</i>
Dichte: <i>density:</i>	36 - 42 kg/m ³ <i>36 -42 kg/m³</i>
Dicke: <i>thickness:</i>	46 mm <i>46 mm</i>

Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: <i>stagnation temperature:</i>	248 °C (von Prüflabor bestimmt) <i>248 °C (determined by test laboratory)</i>
max. zul. Betriebsüberdruck: <i>max. operation pressure:</i>	0.2 bar <i>0.2 bar</i>
Zulässiger Wärmeträger: <i>allowed heat transfer fluid:</i>	Wasser <i>water</i>
Nenndurchfluss pro Kollektor: <i>nominal flow rate per collector:</i>	75 kg/h <i>75 kg/h</i>

Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: <i>construction characteristics:</i>	<ul style="list-style-type: none">▪ assembly engineering drawing of vertical heat collector - Zeichnung Nr. GC-LX-58/83-00 - Datum: 09.01.2012▪ engineering drawing of vertical heat collector manifold - Zeichnung Nr. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Datum: 09.01.2012▪ engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - Zeichnung Nr. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - Datum: 09.01.2012▪ general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - Zeichnung Nr. ZKG-Ø58-00 - Datum: 31.03.2012▪ <i>assembly engineering drawing of vertical heat collector - drawing no. GC-LX-58/83-00 - date: 09.01.2012</i>▪ <i>engineering drawing of vertical heat collector manifold - drawing no. GC- 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - date: 09.01.2012</i>
----------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Kennzeichnung: <i>labelling:</i>	<p>▪ <i>engineering vertical bend support 58X1800/83/45°, assembly drawing of 20, 25, 30 tubes - drawing no. ZWGC- 58X1800/83/45-00 - date: 09.01.2012</i></p> <p>▪ <i>general assembly drawing of Ø58 vacuum tube - drawing no. ZKG-Ø58-00 - date: 31.03.2012</i></p> <p>Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben: <i>The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:</i></p> <table border="0"> <thead> <tr> <th></th> <th style="text-align: center;"><i>ja</i> <i>yes</i></th> <th style="text-align: center;"><i>nein</i> <i>no</i></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Kollektortyp <i>collector type</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Seriennummer <i>serial number</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Herstellungsjahr <i>year of production</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>Hergestellt in: <i>made in:</i></td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table> <p>Das Typenschild lag dem Prüfling als Muster bei und enthält alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben. Gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 muss es gut sichtbar und haltbar am Kollektor angebracht sein. <i>The collector label was attached as a specimen and it includes all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2, required information.</i> <i>According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it shall be fixed visible and durable on the collector frame.</i></p>		<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>	Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	<i>ja</i> <i>yes</i>	<i>nein</i> <i>no</i>																																			
Name des Herstellers <i>name of manufacturer</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Kollektortyp <i>collector type</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Seriennummer <i>serial number</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Herstellungsjahr <i>year of production</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Brutto-Kollektorfläche <i>gross area of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maße des Kollektors <i>dimensions of collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m ² und 30°C <i>stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Volumen des Wärmeträgermediums <i>volume of heat transfer fluid</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Leergewicht des Kollektors <i>weight of empty collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			
Hergestellt in: <i>made in:</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																			

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013
- *Jiangsu Micoe Solar Energy Cp.,Ltd. - Large-scale solar collector – Type: SZ58/1800-XXG – Issue number: V.1.2/Sep,2013*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja <i>yes</i>	nein <i>no</i>
Maße und Gewicht des Kollektors <i>dimensions and weight of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für dessen Transport und Handhabung <i>instructions about the transport and handling of the collector</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Beschreibung des Montageverfahrens <i>description of the mounting procedure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Empfehlungen für den Blitzschutz <i>recommendations about lightning protection</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the collectors to one another</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträgerkreislauf <i>instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m ² <i>dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien <i>recommendations about the heat transfer media</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind <i>precautions to be taken during filling, operation and service</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maximaler Betriebsdruck <i>maximum operation pressure</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Druckabfall <i>pressure drop</i>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
größter und kleinster Neigungswinkel <i>maximum and minimum tilt angle</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
zulässige Wind- und Schneelast <i>permissible wind and snow load</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Wartungsanforderungen <i>maintenance requirements</i>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SZ58/1800-20G sowie für die baugleichen Kollektoren SZ58/1800-12G, SZ58/1800-14G, SZ58/1800-15G, SZ58/1800-16G, SZ58/1800-18G, SZ58/1800-24G und SZ58/1800-30G.

The test report is valid for collector type SZ58/1800-20G as specified above as well as for the collectors SZ58/1800-12G, SZ58/1800-14G, SZ58/1800-15G, SZ58/1800-16G, SZ58/1800-18G, SZ58/1800-24G and SZ58/1800-30G identical in construction.

2 Innendruckprüfung des Absorbers

Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 20.09.2011
date:

max. Betriebsdruck <i>max. operating pressure</i> [bar]	Prüfdruck <i>test pressure</i> [bar]	Prüfdauer <i>test duration</i> [min]
0.2	0.3	25

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit

High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 16.07.2011
date:

Prüfdauer <i>test duration</i> [min]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
60	1017	24

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest

Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 17.05.- 24.07.2011 69 Tage
Duration of exposure: 69 days

Einstrahlungssumme in Kollektorebene <i>sum of global irradiation</i> [MJ/m ²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m ² <i>number of days with more than 14 MJ/m²</i> [d]	Niederschlags-summe <i>sum of rainfall</i> [l/m ²]	Anzahl Stunden über 850 W/m ² <i>number of hours with more than 850 W/m²</i> [h]
1008	41	55	57

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel

External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 25.05.2011

1. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
2.2	12	982	18

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 30.05.2011

2. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
2.2	12	976	26

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel

Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 02.08.2011

1. *test*:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
1.2	14	953	25

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 17.08.2011

2. *test*

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Umgebungstemperatur <i>mean ambient temperature</i> [°C]
1.8	15	943	24

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Berechnungsprüfung

Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.

Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 27.07.2011

date:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m ² min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	Prüfdauer <i>test duration</i> [h]
3.6	12	4.3

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung

Mechanical load test

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung

Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.

Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 04.08.2011

date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 1500 Pa belastet.

The collector cover was charged with a max. pressure of 1500 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1

Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur

Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 16.07.2011
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m <i>mean irradiance</i> [W/m ²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} <i>mean absorber temperature</i> [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} <i>mean ambient temperature</i> [°C]
1017	246	24

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$ und $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$ ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$ and $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$ is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m} (\vartheta_{sm} - \vartheta_{am})$$

zu $\vartheta_{stg} = 248 \text{ °C}$
 to

10 Endkontrolle

Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 16.08.2011
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

- 0 - kein Fehler / *no problem*
- 1 - geringer Fehler / *minor problem*
- 2 - schwerer Fehler / *major problem*
- * - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component not does not exist*

Gehäuse / <i>Collector box</i>	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser <i>Cracking / warping / corrosion / rain penetration</i>	0
Montageelemente <i>Mountings</i>	Festigkeit / Sicherheit <i>Strength / safety</i>	0
Verschlüsse / Dichtungen <i>Seals / gaskets</i>	Rissbildung / Haftung / Elastizität <i>Cracking / adhesion / elasticity</i>	0

Abdeckung / Reflektor <i>Cover / reflector</i>	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen <i>Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing</i>	0
Absorberbeschichtung <i>Absorber coating</i>	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung <i>Cracking / crazing / blistering</i>	0
Absorberregister <i>Absorber piping</i>	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen <i>Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding</i>	0
Absorberbefestigung <i>Absorber fixing</i>	Verformung / Korrosion <i>Deformation / corrosion</i>	0
Wärmedämmung <i>Insulation</i>	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung <i>Water retention / outgasing / degradation</i>	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen

Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen

Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers <i>Internal pressure for absorber</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit <i>High temperature resistance</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
3. Expositionstest <i>Exposure</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel <i>External shock</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
5. Schneller innerer Temperaturwechsel <i>Internal shock</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
6. Beregnungsprüfung <i>Rain penetration</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
7. Mechanische Belastung <i>Mechanical load test</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>
8. Endkontrolle <i>Final inspection</i>	kein größerer Fehler <i>no major failure</i>

11.2 Sicherheit

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 248 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 248 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors

Collector identification

Die Installationsanweisung enthält nicht alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual does not include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors

Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten

nothing particular

13 Prüfverfahren

Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde an Kollektor SZ58/1800-20G durchgeführt, mit Ausnahme des inneren thermischen Schocks. Die inneren thermischen Schocks wurden an dem Kollektor vom Typ SZ58/1800-12G mit der internen Prüfnummer C1010 durchführt.

The outdoor test of the collector was carried according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The durability and reliability test was accomplished at the collector type SZ58/1800-20G with the exception of internal thermal shocks. Internal thermal shocks were performed at the collector type SZ58/1800-12G with internal identification number C1010.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

This test report shall not be copied in extracts without a written agreement from ITW.

Eingang Prüfling: 02.03.2011

Arrival of test sample:

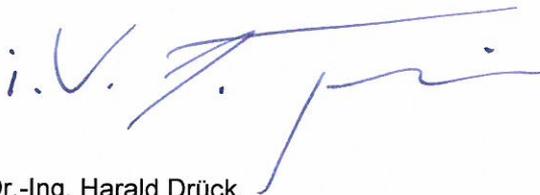
Prüfzeitraum: 17.05. – 20.09.2011

Test period:

Prüfer: Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. C. Zimmermann,

Test engineer: Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, M. Wild

Stuttgart, den 09.10.2013



Dr.-Ing. Harald Drück

Leiter TZS

Head of TZS



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Prüfbericht

Warmwasserspeicher

Bestimmung des Bereitschafts- Wärmeaufwands nach EN 12897:2006

Prüfbericht-Nr.: 13STO248

Stuttgart, den 06.05.2013

Auftraggeber: Greiner PURtec GmbH
Erwin Greiner Str. 5
A-4690 Schwanenstadt

Hersteller Greiner PURtec GmbH
(Wärmedämmung):
Speichertyp: PS 1000
Herstelljahr: 2013

Inhaltsverzeichnis

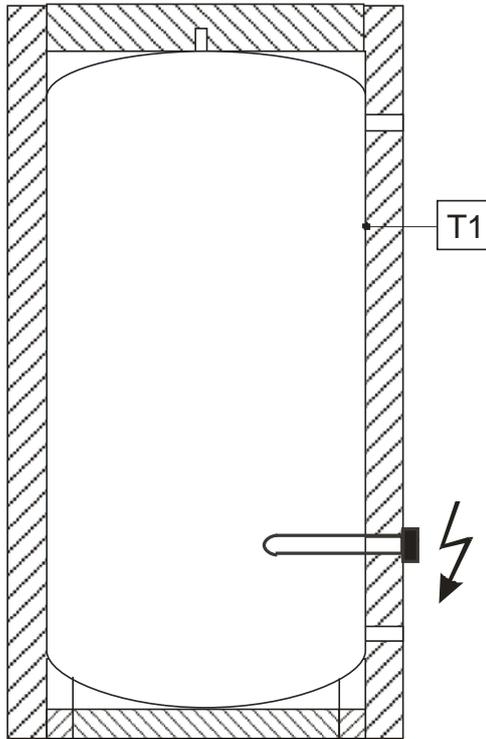
	Seite
1 Technische Daten	3
2 Schematischer Aufbau.....	4
3 Prüfergebnisse	5
4 Prüfvorkommnisse	8
5 Allgemeines.....	10

1 Technische Daten¹			
Hersteller:		Typ:	
Greiner PURtec GmbH		PS 1000	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2013	k. A.	1000 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:		Prüfung nach DIN 4753	Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):
entfällt		k. A.	k. A.
Wasserseitiger Korrosionsschutz:		Wasserraum:	
zulässiger Betriebsüberdruck:		ohne	
zulässige Betriebstemperatur:		3 bar	
		95 °C	
Wärmedämmungen:	Deckel	Mantel	Boden
„Thermodul/2“ (EPS, Polyesterfaservlies)	100 mm Vlies	90 mm EPS, 15 mm Vlies	50 mm Vlies
„Symbio/2“ (Polyesterfaservlies)	100 mm Vlies	100 mm Vlies	50 mm Vlies
„Symbio S/2“ (Polyesterfaservlies)	100 mm Vlies	100 mm Vlies	50 mm Vlies
„Symbio NT/2“ (Polyesterfaservlies)	100 mm Vlies	100 mm Vlies	50 mm Vlies
„Neodul/2“ (EPS mit Graphit, Polyesterfaservlies)	100 mm Vlies	90 mm EPS, 15 mm Vlies	50 mm Vlies
Elektrische Widerstandsheizung: ²			
Spannung:	-		
Heizleistung:	-		
Art des Einbaus:	1½“		

¹ lt. Angabe des Herstellers

² möglich, jedoch beim Prüfling nicht vorhanden

2 Schematischer Aufbau³



Thermometer

	Verwendung
T1	elektrischer Heizstab

³ laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

Zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands nach EN 12897:2006, Anhang B wurde der Speicher über einen elektrischen Heizstab im unteren Drittel (Leistung ca. 3 kW) aufgeheizt. Hierdurch wurde die Speichertemperatur am Temperaturfühler T1 auf einer Temperatur von $65\text{ °C} \pm 0,1\text{ K}$ gehalten. Die folgenden Tabellen zeigen die Ergebnisse für den Speicher in Verbindung mit den verschiedenen Wärmedämmungen.

3.1 „Thermodul/2“

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	64,95	64,95
T_a [°C]	20,11	20,48
E [kWh/24h]	3,68	3,66
Q_{st} [kWh/24h]	3,69	3,70
ΔQ_{st} [%]	0,3	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	3,70	

Tabelle 1: Ergebnisse für die Wärmedämmung „Thermodul/2“

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

3.2 „Symbio/2“

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	64,95	64,95
T_a [°C]	19,30	19,36
E [kWh/24h]	3,54	3,53
Q_{st} [kWh/24h]	3,49	3,48
ΔQ_{st} [%]	0,3	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	3,49	

Tabelle 1: Ergebnisse für die Wärmedämmung „Symbio/2“

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

3.3 „SymbioS/2“

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	64,95	64,95
T_a [°C]	19,49	19,61
E [kWh/24h]	3,37	3,39
Q_{st} [kWh/24h]	3,34	3,36
ΔQ_{st} [%]	0,6	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	3,35	

Tabelle 1: Ergebnisse für die Wärmedämmung „SymbioS/2“

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

3.4 „SymbioNT/2“

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	64,95	64,95
T_a [°C]	20,34	20,29
E [kWh/24h]	2,96	2,98
Q_{st} [kWh/24h]	2,99	3,00
ΔQ_{st} [%]	0,3	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	3,00	

Tabelle 1: Ergebnisse für die Wärmedämmung „SymbioNT/2“

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

3.5 „Neodul/2“

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	64,95	64,96
T_a [°C]	19,39	19,42
E [kWh/24h]	2,82	2,83
Q_{st} [kWh/24h]	2,79	2,80
ΔQ_{st} [%]	0,4	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	2,80	

Tabelle 1: Ergebnisse für die Wärmedämmung „Neodul/2“

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Allgemeines

Es wurde die Terminologie nach EN 12897:2006 verwendet.

Als Wärmespeichermedium wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	08.03.2013
Prüfungszeitraum:	19.03. bis 06.05.2013
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 13STO248
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 6. Mai 2013



Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Prüfbericht

Warmwasserspeicher

Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 13STO254

Stuttgart, den 04.02.2013

Auftraggeber: Sirch Speicherbau GmbH
Schneekoppenweg 9
87600 Kaufbeuren-Neugablonz

Hersteller: Sirch Speicherbau GmbH
Speichertyp: PS Test
Herstelljahr: 2012

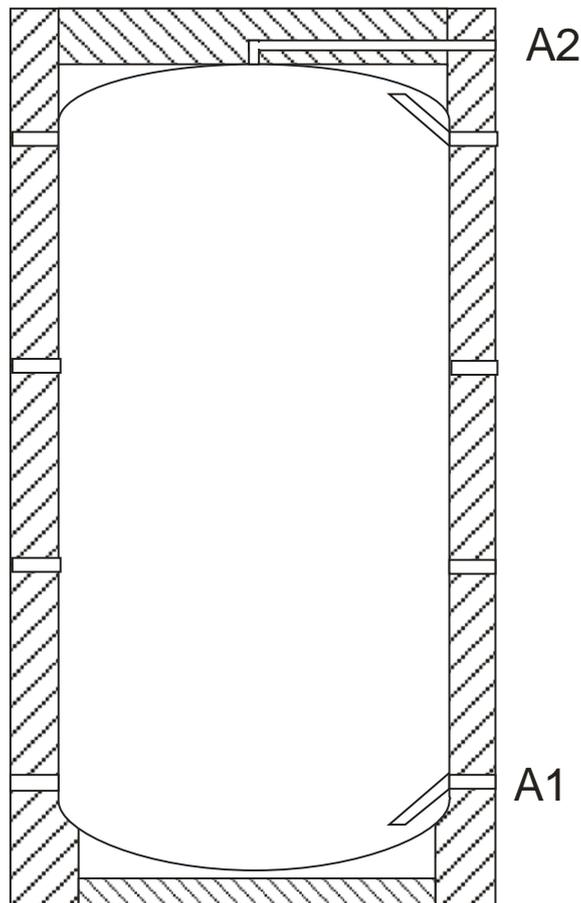
Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Technische Daten	3
2 Schematischer Aufbau.....	4
3 Prüfergebnisse	5
3.1 Geometrische Größen	5
3.2 Volumina	5
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen.....	5
4 Prüfvorkommnisse	5
5 Bemerkung	5
6 Prüfverfahren.....	6

1 Technische Daten¹			
Hersteller (Speicher):		Typ:	
Sirch Speicherbau GmbH		PS Test	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2012	43743	840 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	Prüfung nach DIN 4753:	Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):	
entfällt	k. A.	k. A.	
Wasserseitiger Korrosionsschutz:		Wasserraum:	
zulässiger Betriebsüberdruck:		nicht vorhanden	
zulässige Betriebstemperatur:		3 bar	
		95 °C	
Wärmedämmung: Polyesterfaservlies		Deckel: 150 mm	
		Mantel: 100 mm	
		Boden: 50 mm	

¹ lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau²



Anschlüsse³

	Art	Verwendung
A1	IG 6/4"	Entleerung (Eintritt Entladung/ Austritt Beladung für Test)
A2	IG 1/2"	Entlüftung (Austritt Entladung/ Eintritt Beladung für Test)

IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

² laut Angabe des Herstellers

³ Verwendung nicht bezeichneter, während der Prüfung nicht verwendeter Anschlüsse je nach Anlagenkonzept

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen			
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
1,93 m	1,64 m	0,99 m	0,79 m
3.2 Volumina			
Nutzbares Volumen des Wasserraums:			
807,2 Liter			
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen			
Wärmeverlustrate gesamt:			
2,85 W/K			

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 2,85 W/K nach EN 12977-3:2012 unterschreitet der Speicher in Verbindung mit der geprüften Wärmedämmung die nach EN 12977-1:2012 max. zulässige Wärmeverlustrate um 38,5 %.

6 Prüfverfahren

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach EN 12977-3:2012 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance test methods for solar water heater stores'.

Die **fett** gedruckten Größen in Kapitel 3 wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	08.01.2013
Prüfungszeitraum:	28.01.2013 bis 04.02.2013
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 13STO254
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 4. Februar 2013



Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Prüfbericht Kombispeicher Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 13STO256

Stuttgart, den 21.02.2013

Auftraggeber:

VÖWA GmbH
Haunstetter Strasse 4
86399 Bobingen

Hersteller (Wärmedämmung)

VÖWA GmbH

Hersteller (Speicher):

Huch GmbH Behälterbau

Speichertyp:

SPSX 500

Herstelljahr:

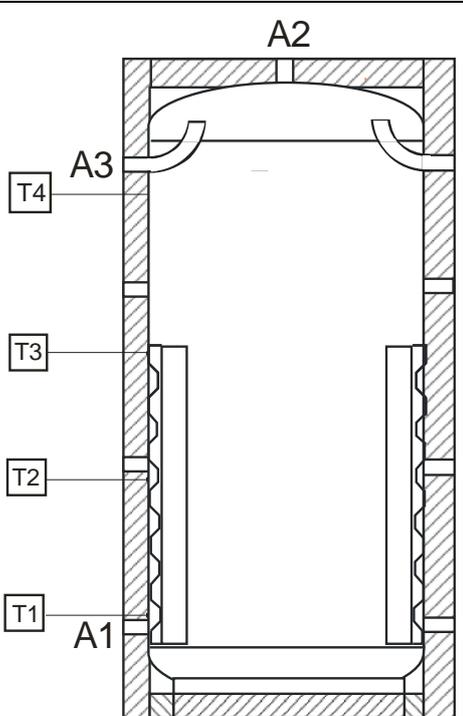
2012

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Technische Daten	3
2 Schematischer Aufbau.....	4
3 Prüfergebnisse	5
3.1 Geometrische Größen	5
3.2 Volumina	5
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen.....	5
4 Prüfvorkommnisse	6
5 Prüfverfahren.....	6

1 Technische Daten¹			
Hersteller (Speicher):		Typ:	
Huch GmbH Behälterbau		SPSX 500	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2012	429346	500 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:		Prüfung nach DIN 4753	Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):
entfällt		k. A.	95 kg
Wasserseitiger Korrosionsschutz:		Wasserraum:	
zulässiger Betriebsüberdruck:		Nicht vorhanden	
zulässige Betriebstemperatur:		3 bar	
		95 °C	
Wärmedämmung:		a) Weichschaum: Boden, Deckel, Mantel: 80 mm	
		b) Polyesterfaservlies „ENERGY-safe“:	
		Deckel und Mantel: 100 mm	
		Boden: 80 mm Weichschaum	
Wärmeübertrager	Kollektorkreis (extern)	Trinkwasser (extern)	
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	31	
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	155	
Inhalt des Wärmeübertragers (primär / sekundär) [Liter]:	k. A.	1,22 / 1,33	
Ausführung:	k. A.	Edelstahl-Platten	

¹ lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau²		
 <p style="text-align: center;">Anlagenschema siehe Anhang A</p>	Thermometer	
		Verwendung
	T1	Wärmepumpe
	T2	zusätzlich für Test
	T3	zusätzlich für Test
	T4	zusätzlich für Test
Anschlüsse³		
	Art	Verwendung
A1	IG 1 1/2"	Rücklauf Wärmepumpe/ Trinkwasserstation/ Kollektor/ Raumheizung
A2	IG 1 1/2"	Entlüftung
A3	IG 1 1/2"	Vorlauf Wärmepumpe/ Trinkwasserstation/ Kollektor/ Raumheizung

T = Thermometer

IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

² laut Angabe des Herstellers

³ Verwendung nicht bezeichneter Anschlüsse ja nach Anlagenkonzept

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen			
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
1,70 m / 1,73 m ⁴	1,50 m	0,81 m / 0,83 m ⁴	0,65 m
3.2 Volumina			
Nutzbares Volumen Wasserraum:			
461,4 Liter			
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen			
Wärmeverlustrate mit Weichschaum:		Wärmeverlustrate mit „ENERGY-safe“-Vlies:	
3,62 W/K		2,32 W/K	

Bemerkung:

In Verbindung mit dem „ENERGY-safe“-Vlies unterschreitet der Speicher den maximal zulässigen Wert für die Wärmeverlustrate nach EN 12977-1.

⁴ 1. Angabe für Weichschaum, 2. Angabe für „ENERGY-safe“-Vlies

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Prüfverfahren

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach EN 12977-4:2012 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 4: Performance test methods for solar combistores'*.

Die in Kapitel 3 **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling: 09.11.2012
Prüfungszeitraum: 30.11.2012 bis 19.12.2012
Identifikation Prüfling: Aufkleber: 12STO253
Prüfungsort: Pfaffenwaldring 10, 70550 Stuttgart
Prüfer: Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 21. Februar 2013



Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Prüfbericht

Warmwasserspeicher

Bestimmung der Wärmeverluste nach EN 12977-3:2012 und EN 12897:2006

Prüfbericht-Nr.: 13STO257

Stuttgart, den 19.06.2013

Auftraggeber: Ten Cate Enbi GmbH
Stauffenbergstrasse 3
51379 Leverkusen

Hersteller: Tisun
Speichertyp: PS 1000-S
Herstelljahr: 2013

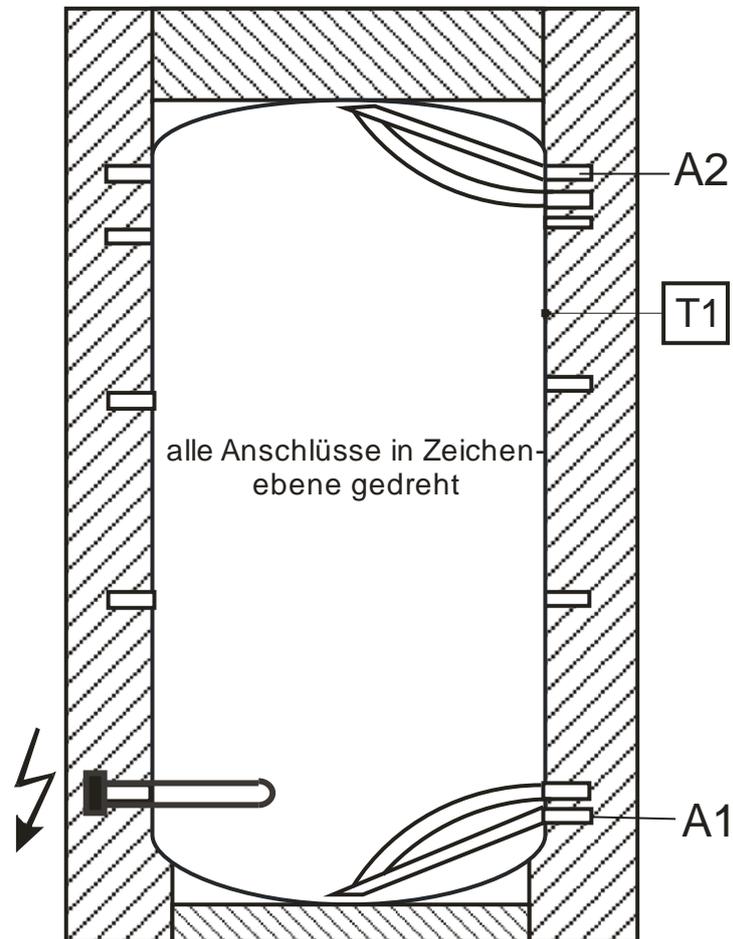
Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Technische Daten	3
2 Schematischer Aufbau.....	4
3 Prüfergebnisse nach EN 12977-3:2012.....	5
3.1 Geometrische Größen.....	5
3.2 Volumina	5
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen.....	5
4 Prüfergebnisse nach EN 12897:2006	5
5 Prüfvorkommnisse	6
6 Bemerkung	6

1 Technische Daten¹			
Hersteller (Speicher):		Typ:	
Tisun		PS 1000-S	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2013	k. A.	1000 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	Prüfung nach DIN 4753:	Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):	
entfällt	k. A.	185	
Wasserseitiger Korrosionsschutz:		Wasserraum:	
zulässiger Betriebsüberdruck:		nicht vorhanden	
zulässige Betriebstemperatur:		3 bar	
		110 °C	
Wärmedämmung: Polyesterfaservlies (21 kg/m ³)		Deckel: 227 mm	
		Mantel: 200 mm	
		Boden: 65 mm	

¹ lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau²



Anschlüsse³

	Art	Verwendung
A1	IG 1/2"	Entleerung (Eintritt Entladung/ Austritt Beladung für Prüfung nach EN 12977-3:2012)
A2	IG 1/2"	Entlüftung (Austritt Entladung/ Eintritt Beladung für Prüfung nach EN 12977-3:2012)

IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

² laut Angabe des Herstellers

³ Verwendung nicht bezeichneter, während der Prüfung nicht verwendeter Anschlüsse je nach Anlagenkonzept

3 Prüfergebnisse nach EN 12977-3:2012

3.1 Geometrische Größen			
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
2,33 m	1,86 m	1,20 m	0,79 m
3.2 Volumina			
Nutzbares Volumen des Wasserraums:			
905,5 Liter			
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen			
Wärmeverlustrate gesamt:			
2,05 W/K			

4 Prüfergebnisse nach EN 12897:2006

Zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands nach EN 12897:2006, Anhang B wurde der Speicher über einen elektrischen Heizstab im unteren Drittel (Leistung ca. 3 kW) aufgeheizt. Hierdurch wurde die Speichertemperatur am Temperaturfühler T1 auf einer Temperatur von $65\text{ °C} \pm 0,1\text{ K}$ gehalten. Die folgenden Tabellen zeigen die Ergebnisse für den Speicher in Verbindung mit den verschiedenen Wärmedämmungen.

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	65,00	65,00
T_a [°C]	20,45	20,50
E [kWh/24h]	2,40	2,35
Q_{st} [kWh/24h]	2,42	2,38
ΔQ_{st} [%]	1,67	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	2,40	

Tabelle 1: Ergebnisse nach EN 12897:2006

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a)$ [kWh/24h]

$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100$ [%]

$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2$ [kWh/24h]

5 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

6 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 2,05 W/K nach EN 12977-3:2012 unterschreitet der Speicher in Verbindung mit der geprüften Wärmedämmung die nach EN 12977-1:2012 max. zulässige Wärmeverlustrate um 59,5 %.

Die **fett** gedruckten Größen in Kapitel 3 wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling: 30.04.2013
Prüfungszeitraum: 02.05.2013 bis 14.06.2013
Identifikation Prüfling: Aufkleber: 13STO257
Ort der Prüfungen Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer: Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 19. Juni 2013

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Prüfbericht

Warmwasserspeicher

Bestimmung des Bereitschafts- Wärmeaufwands nach EN 12897:2006

Prüfbericht-Nr.: 13STO259/1

Stuttgart, den 17.01.2014

Ersetzt Prüfbericht Nr. 13STO259 vom 28.08.2013

Auftraggeber: Winkelmann Handelsgesellschaft mbH
Heinrich-Winkelmann-Platz 1
59227 Ahlen

Hersteller: Winkelmann Handelsgesellschaft mbH
Speichertyp: V 400-2
Herstelljahr: 2013

Änderungshistorie:

Prüfbericht:	Datum:	Bemerkung:
12STO259/1	17.01.2014	Pentanschaum in PU-Hartschaum geändert
12STO259	28.08.2013	Ursprünglicher Bericht

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Technische Daten	4
2 Schematischer Aufbau.....	5
3 Prüfergebnisse	6
4 Prüfvorkommnisse	7
5 Allgemeines.....	7

1 Technische Daten¹			
Hersteller:		Typ:	
Winkelmann Handelsgesellschaft mbH		V 400-2	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2013	k. A.	380 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	Prüfung nach DIN 4753		Gewicht Speicher (leer, mit Wärmedämmung):
k. A.	k. A.		127,0 kg
Wasserseitiger Korrosionsschutz:		Wasserraum:	
zulässiger Betriebsüberdruck:		emailliert	
zulässige Betriebstemperatur:		10 bar	
		95 °C	
Wärmedämmung:		Deckel	Mantel
PU-Hartschaum		75 mm	75 mm
		75 mm	75 mm
Wärmeübertrager:		Kollektorkreis	Nachheizung
zulässiger Betriebsüberdruck des Heizmittels:		10 bar	10 bar
zulässige Betriebstemperatur des Heizmittels:		110 °C	110 °C
Inhalt des Wärmeübertragers:		12,6 Liter	7,0 Liter
Ausführung und Fläche:		Glattrohr, 1,80 m ²	Glattrohr, 1,05 m ²

¹ lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau²		
	Thermometer	
		Verwendung
	T1	elektrischer Heizstab
Anschlüsse		
	Art	Verwendung
A1	AG 1"	Kaltwasser
A2	AG 1"	Warmwasser
A3	AG 1"	Kollektorvorlauf (Eintritt)
A4	AG 1"	Kollektorrücklauf (Austritt)
A5	AG 1"	Nachheizung Vorlauf (Eintritt)
A6	AG 1"	Nachheizung Rücklauf (Austritt)

² laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

Zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands nach EN 12897:2006, Anhang B wurde der Speicher über einen elektrischen Heizstab im Reinigungsflansch (Leistung ca. 3 kW) aufgeheizt. Hierdurch wurde die Speichertemperatur am Temperaturfühler T1 auf einer Temperatur von $65\text{ °C} \pm 0,1\text{ K}$ gehalten. Die folgende Tabelle zeigt die hierbei ermittelten Ergebnisse.

Prüfzeitraum	1	2
T_w [°C]	65,08	65,07
T_a [°C]	20,25	20,30
E [kWh/24h]	1,58	1,57
Q_{st} [kWh/24h]	1,59	1,58
ΔQ_{st} [%]	0,6	
Bereitschafts-Wärmeaufwand \bar{Q}_{st} [kWh/24h]	1,59	

Tabelle 1: Ergebnisse nach EN 12897:2006, Anhang B

mit:

T_w mittlere Wassertemperatur an T1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh/24h]

$$Q_{st} = E \cdot 45 / (T_w - T_a) \text{ [kWh/24h]}$$

$$\Delta Q_{st} = (\text{ABS}(Q_{st1} - Q_{st2}) / ((Q_{st1} + Q_{st2}) / 2)) \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\bar{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2}) / 2 \text{ [kWh/24h]}$$

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Allgemeines

Es wurde die Terminologie nach EN 12897:2006 verwendet.

Als Wärmespeichermedium wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	09.08.2013
Prüfungszeitraum:	20.08. bis 27.08.2013
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 13STO259
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 17. Januar 2014



Dr. Ing. Harald Drück
- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart



Bericht

Berechnung von Wärmeverluststraten für wärmegeämmte Rohre

Prüfbericht-Nr.: 13SU57

Stuttgart, den 28.10.2013

Auftraggeber: VÖWA GmbH
Haunstetter Str. 4
86399 Bobingen

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung	3
2 Ergebnisse	3
3 Allgemeines.....	8

1 Einleitung

Im Rahmen dieser Untersuchung wurden für die Wärmedämmmaterialien Kautschuk und „VÖWAFLEX Solar“ für verschiedene Rohrdurchmesser und Dämmstärken die Wärmeverluste für ein Rohrstück mit einer Länge von 1 m berechnet. Die temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeiten der Wärmedämmmaterialien wurden den Prüfberichten 13TIM015-1 vom 16.10.2013 und 13TIM016 vom 16.10.2013 entnommen.

2 Ergebnisse

Die Berechnung der Werte für die Wärmeverluste ($k \cdot A_a$) erfolgte für Rohrstücke mit einer Länge von 1 m mit Hilfe von Gleichung 1. Hierbei wurde von einem metallischen Rohr mit einer Wandstärke von max. 3 mm ausgegangen, so dass die Temperatur an der Innenseite der Wärmedämmung nahezu gleich der Temperatur des Rohres bzw. des Mediums ist. Der Term für den inneren Wärmeübergang wurde daher nicht berücksichtigt.

$$(k \cdot A_a) = 1 / (1 / (\lambda \cdot F^*) + 1 / (\alpha_a \cdot A_a)) \quad (1)$$

mit:

$(k \cdot A_a)$ = Wärmeverluste des Rohrstückes in W/K

λ = Wärmeleitfähigkeit bei einer mittleren Temperatur der Wärmedämmung von 40 °C:

Kautschuk: 0,0419 W/(m·K), VÖWAFLEX Solar: : 0,0391 W/(m·K)

α_a = äußerer Wärmeübergangskoeffizient, für freie Konvektion: 10 W/(m²·K) (Referenzwert)

A_a = Oberfläche (außen) der Wärmedämmung [m²]

Der Formkoeffizient F^* [m] wurde für eine Länge von 1 m nach Gleichung 2 berechnet:

$$F^* = 2 \cdot \pi \cdot L / \ln(r_a/r_i) \quad (2)$$

mit:

r_a = Außendurchmesser der Wärmedämmung [m]

r_i = Innendurchmesser der Wärmedämmung [m]

L = 1 m

Die Tabellen 1 bis 5 sowie die Bilder 1 bis 5 zeigen die somit berechneten Wärmeverluste der Rohre für die verschiedenen Dämmstärken.

Tabelle 1: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 13 mm und einer Rohrlänge von 1 m

Rohr-Innendurchmesser [mm]	Wärmeverlustrate [W/K]	
	Kautschuk	VÖWAFLEX Solar
16	0,226	0,213
21	0,268	0,253
25	0,300	0,284
32	0,356	0,337
39	0,412	0,389
45	0,459	0,434
55	0,537	0,508

Tabelle 2: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 20 mm und einer Rohrlänge von 1 m

Rohr-Innendurchmesser [mm]	Wärmeverlustrate [W/K]	
	Kautschuk	VÖWAFLEX Solar
16	0,188	0,176
21	0,219	0,206
25	0,243	0,228
32	0,284	0,267
39	0,324	0,305
45	0,358	0,337
55	0,415	0,391

Tabelle 3: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 25 mm und einer Rohrlänge von 1 m

Rohr-Innendurchmesser [mm]	Wärmeverlustrate [W/K]	
	Kautschuk	VÖWAFLEX Solar
16	0,171	0,160
21	0,197	0,185
25	0,218	0,204
32	0,252	0,237
39	0,286	0,269
45	0,315	0,296
55	0,362	0,341

Tabelle 4: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 32 mm und einer Rohrlänge von 1 m

Rohr-Innendurchmesser [mm]	Wärmeverlustrate [W/K]	
	Kautschuk	VÖWAFLEX Solar
32	0,222	0,208
39	0,250	0,235
45	0,274	0,257

Tabelle 5: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 40 mm und einer Rohrlänge von 1 m

Rohr-Innendurchmesser [mm]	Wärmeverlustrate [W/K]	
	Kautschuk	VÖWAFLEX Solar
32	0,222	0,208
39	0,242	0,227
45	0,274	0,257

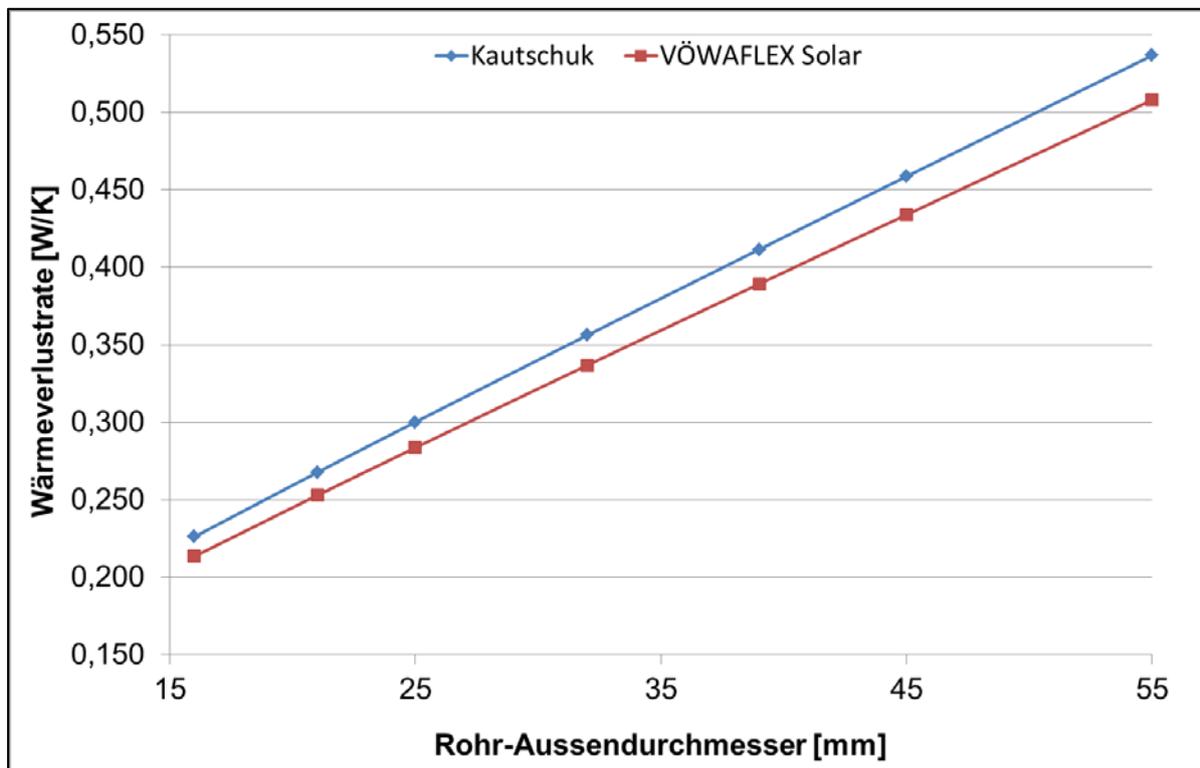


Bild 1: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 13 mm und einer Rohrlänge von 1 m

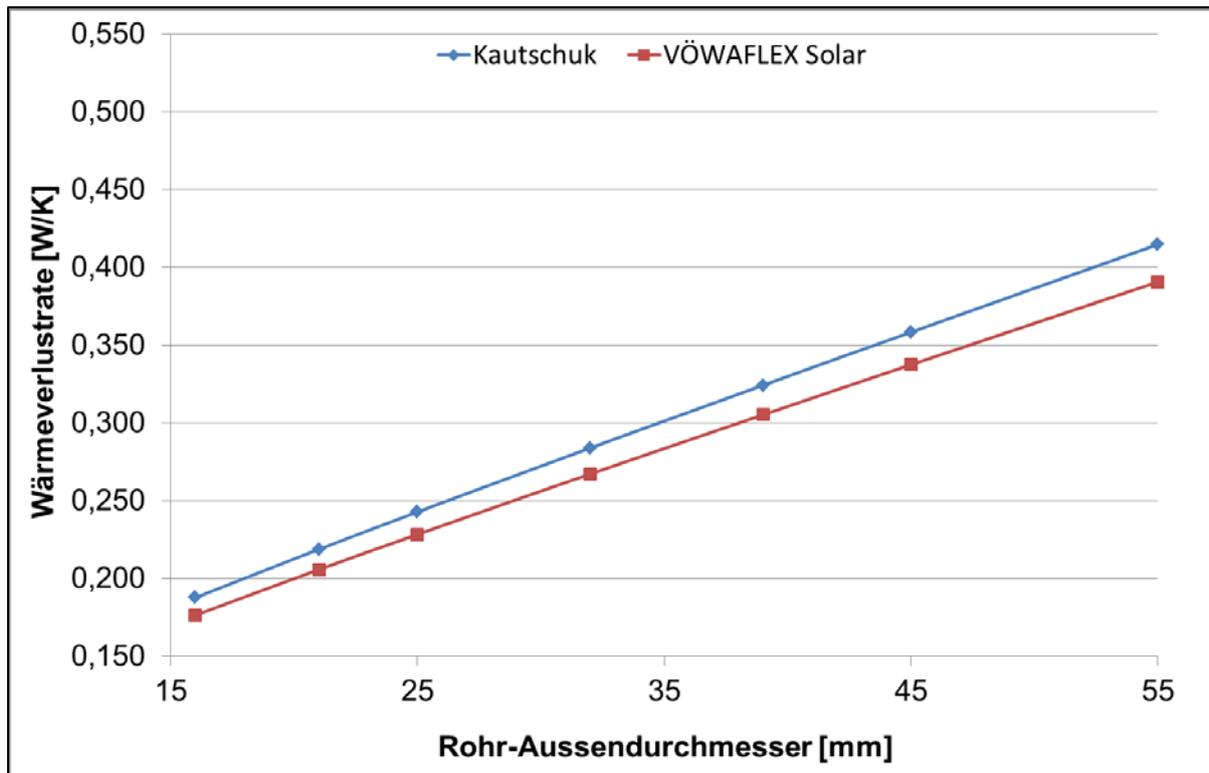


Bild 2: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 20 mm und einer Rohrlänge von 1 m

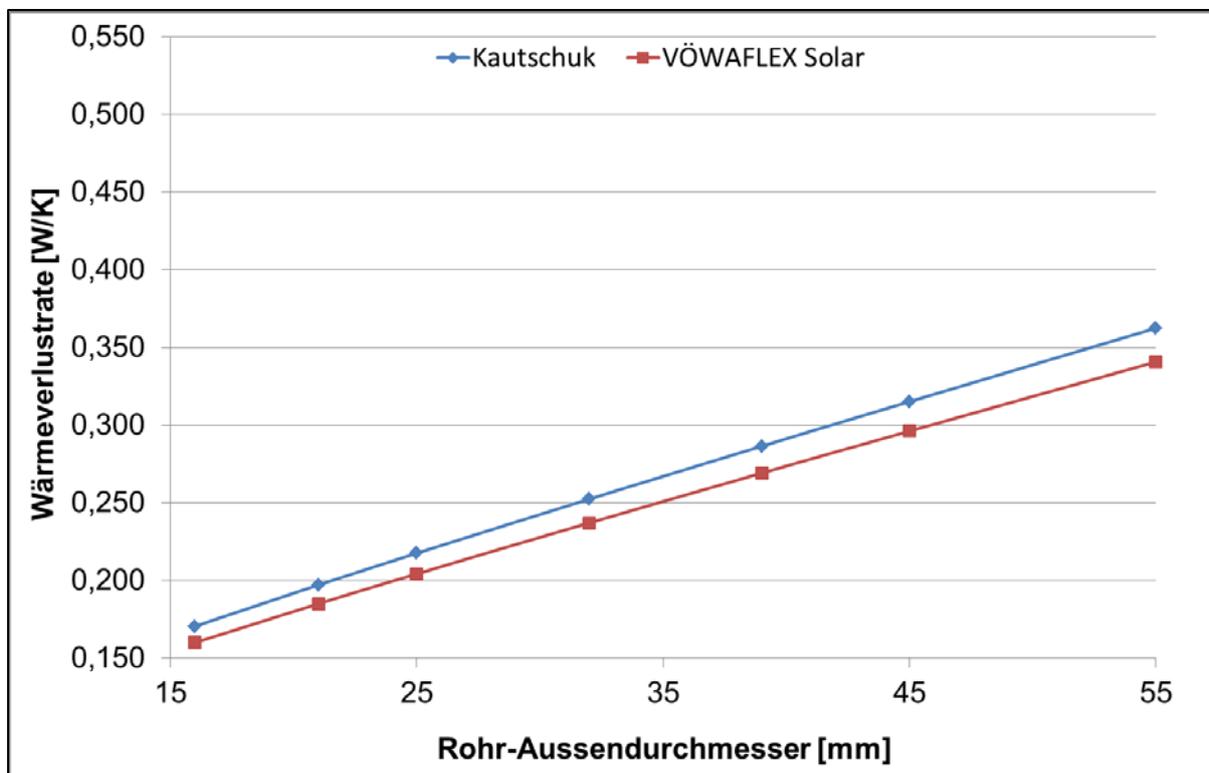


Bild 3: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 25 mm und einer Rohrlänge von 1 m

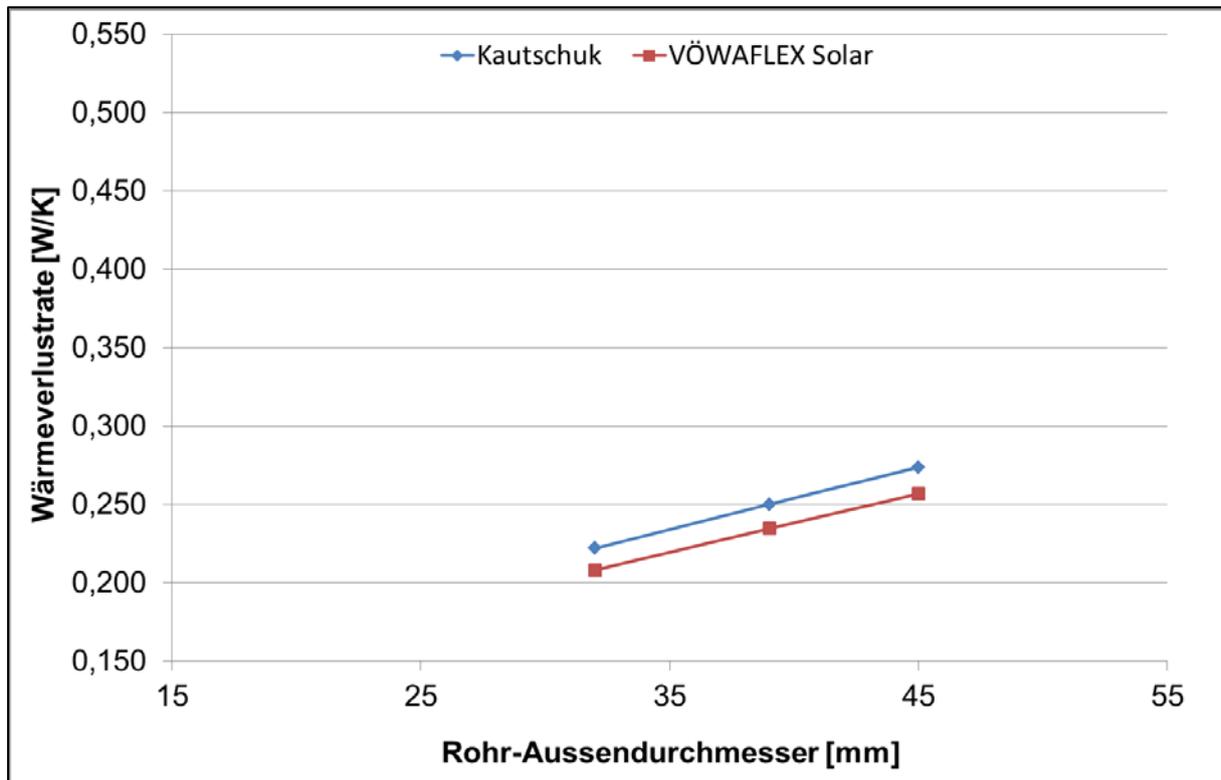


Bild 4: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 32 mm und einer Rohrlänge von 1 m

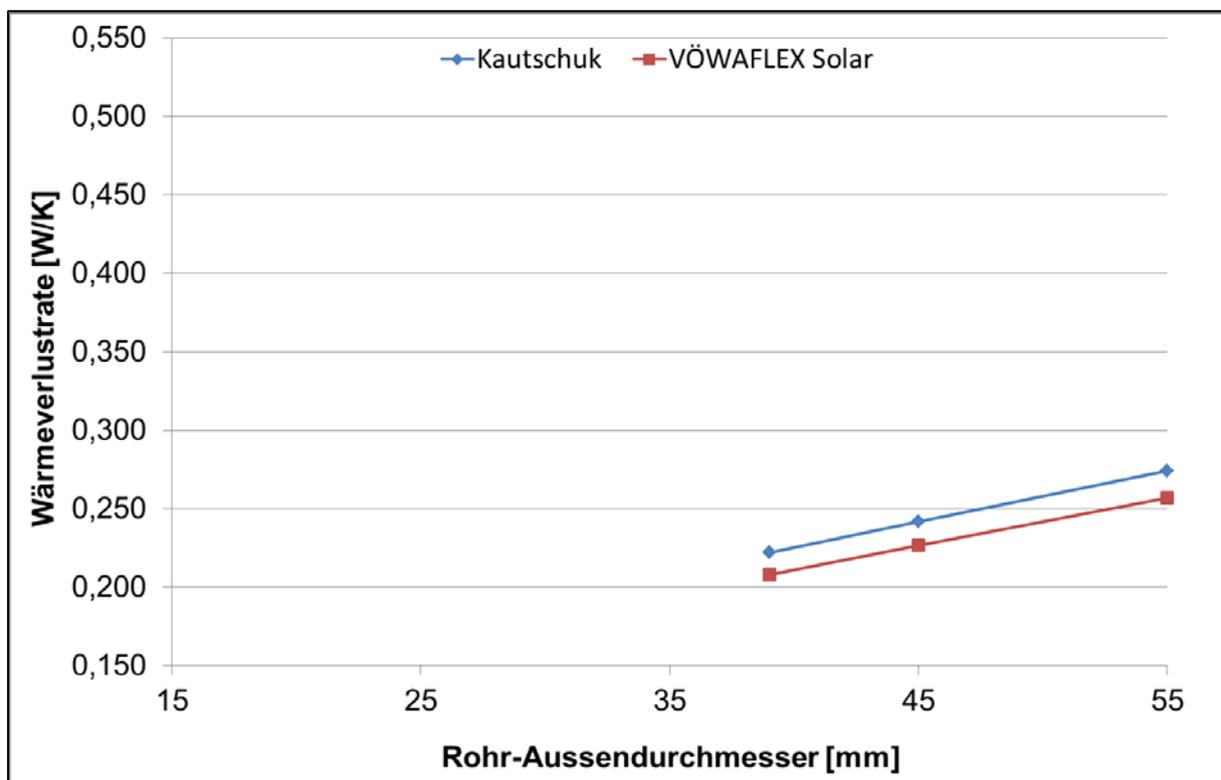


Bild 5: Wärmeverlustraten für eine Dämmstärke von 40 mm und einer Rohrlänge von 1 m

3 Allgemeines

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Bearbeiter: Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 28. Oktober 2013



Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit



Prüfbericht

Wärmeleitfähigkeit von Wärmedämmmaterialien

Prüfung in Anlehnung an EN 12664: 2001

Prüfbericht-Nr.: 13TIM014/1

(Dieser Prüfbericht ersetzt Prüfbericht 13TIM014 vom 20.09.2013)

Stuttgart, den 16.10.2013

Auftraggeber: VÖWA GmbH

Hersteller: VÖWA GmbH
Haunstetter Str. 4
86399 Bobingen

Typ: VÖWAFLEX Solar, 20 mm

Herstelljahr: 2013

Änderungshistorie:

Prüfberichts-Nummer:	Datum:	Bemerkungen:
13TIM014/1	16.10.2013	Korrektur der Materialart, Seite 4
13TIM014	20.09.2013	Erstellung Prüfbericht

Inhaltsverzeichnis

1	Allgemeine Angaben.....	4
2	Vorbereitung der Proben	4
3	Messwert	4
4	Ergebnisse	5
5	Prüfvorkommnisse	5
6	Prüfverfahren	6
	Anhang A: Nomenklatur	7

1. Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

Hersteller	VÖWA GmbH
Ansprechpartner:	Robert Vöst Tel.: +49 8234 9656 0 Fax.: +49 8234 9656 50 email: Robert.Voest@voewa.de
Typ:	VÖWAFLEX Solar, 20 mm
Herstelljahr:	2013

Probenspezifikationen	
Materialart:	Zwei Lagen Polyesterfaservlies, Schutzfolie aus PE
Gesamtgewicht Polyesterfaservlies:	ca. 750 g/m ²
Dicke:	20 mm
Länge:	0.9 m
Breite:	0.9 m

2. Vorbereitung der Proben

Die Proben wurden vor der Prüfung bei einer Temperatur von 21 °C ± 2 K und einer relativen Feuchte von 40 ± 20 % gelagert (15.08.2013 - 23.08.2013).

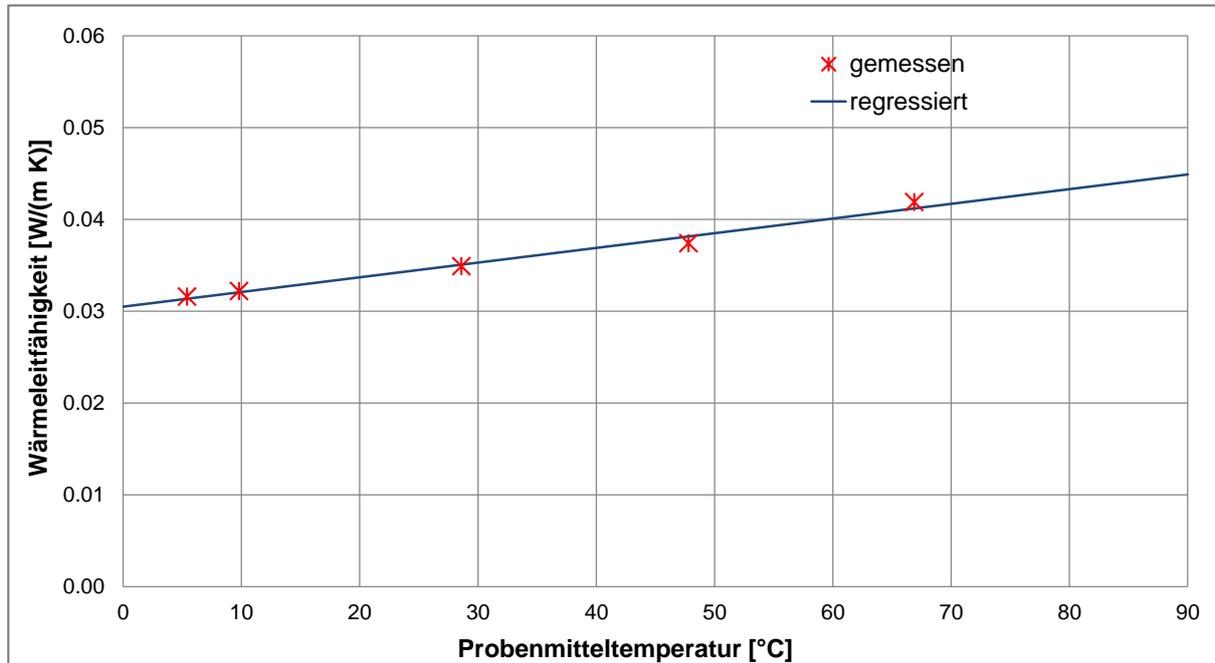
Die Proben wurden während der Prüfung nicht von einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben.

3. Messwerte

ϑ_m [°C]		ΔT [K]	λ [W/(m K)]	
ϑ_{m1}	5.4	11.0	λ_1	0.0316
ϑ_{m2}	9.8	11.0	λ_2	0.0322
ϑ_{m3}	28.6	10.9	λ_3	0.0349
ϑ_{m4}	47.8	10.8	λ_4	0.0374
ϑ_{m5}	66.9	10.7	λ_5	0.0419

4. Ergebnisse

Nachfolgende Grafik zeigt die gemessene und durch Regression bestimmte (regressierte) Wärmeleitfähigkeit der Probe in Abhängigkeit von der Temperatur.



Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_m)$ in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur

$$\lambda(\vartheta_m) = a + b \cdot \vartheta_m \quad (1)$$

$$a \text{ [W/(m K)]} \quad 0.0305$$

$$b \text{ [W/(m K } ^\circ\text{C)]} \quad 0.00016$$

$\lambda(\vartheta_m)$ wird aus den Messwerten bestimmt und beruht auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

Berechnungsergebnisse der Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur nach Gl. 1:

ϑ_m [°C]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\lambda(\vartheta_m)$ [W/(m K)]	0.0305	0.0321	0.0337	0.0353	0.0369	0.0385	0.0401	0.0417	0.0433	0.0449

5. Prüfvorkommnisse

keine Auffälligkeiten

6. Prüfverfahren

Die Prüfung des Wärmedämmmaterials erfolgte in Anlehnung an EN 12664:2001. Die Untersuchung wurde mit einer Zwei-Platten-Apparatur mit horizontaler Ausrichtung durchgeführt.

Die in der EN 12664 empfohlene relative Luftfeuchte im Labor zur Lagerung der Proben bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustandes beträgt $50 \% \pm 10 \%$ bei einer Temperatur von $23 \text{ °C} \pm 1 \text{ K}$. Nach Normvorgabe müssen Proben nach Erreichung des Gleichgewichtszustands mit einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben werden. Vor der Prüfung ist die Masse der Proben zu bestimmen.

Die Proben wurden vor der Prüfung bei einer Temperatur von $21 \text{ °C} \pm 2 \text{ K}$ und einer relativen Feuchte von $40 \pm 20 \%$ gelagert (15.08.2013 - 23.08.2013). Die Proben wurden während der Messung nicht mit einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben. Die Masse der Proben vor und nach der Prüfung wurde nicht bestimmt.

Eingang Proben: 15.08.2013
Prüfzeitraum: 15.08.2013 - 20.09.2013
Prüferin: Dipl.-Ing. Beate Traub

Stuttgart, den 16.10.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS

Anhang A: Nomenklatur

ϑ_m	[°C]	mittlere Proben­temperatur
ΔT	[K]	Temperatur­differenz zwischen der Heizplatte und den Kühlplatten
$\lambda(\vartheta_m)$	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur



FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR
SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit



Prüfbericht

Wärmeleitfähigkeit von Wärmedämmmaterialien

Prüfung in Anlehnung an EN 12664: 2001

Prüfbericht-Nr.: 13TIM015/1

(Dieser Prüfbericht ersetzt Prüfbericht 13TIM015 vom 20.09.2013)

Stuttgart, den 16.10.2013

Auftraggeber: VÖWA GmbH

Hersteller: VÖWA GmbH
Haunstetter Str. 4
86399 Bobingen

Typ: VÖWAFLEX Solar, 13 mm

Herstelljahr: 2013

Änderungshistorie:

Prüfberichts-Nummer:	Datum:	Bemerkungen:
13TIM015/1	16.10.2013	Korrektur der Materialart, Seite 4
13TIM015	20.09.2013	Erstellung Prüfbericht

Inhaltsverzeichnis

1	Allgemeine Angaben.....	4
2	Vorbereitung der Proben	4
3	Messwerte	4
4	Ergebnisse	5
5	Prüfvorkommnisse	5
6	Prüfverfahren	6
	Anhang A: Nomenklatur	7

1. Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

Hersteller	VÖWA GmbH
Ansprechpartner:	Robert Vöst Tel.: +49 8234 9656 0 Fax.: +49 8234 9656 50 email: Robert.Voest@voewa.de
Typ:	VÖWAFLEX Solar, 13 mm
Herstelljahr:	2013

Probenspezifikationen	
Materialart:	Zwei Lagen Polyesterfaservlies, Schutzfolie aus PE
Gesamtgewicht Polyesterfaservlies:	ca. 600 g/m ²
Dicke:	13 mm
Länge:	0.9 m
Breite:	0.9 m

2. Vorbereitung der Proben

Die Proben wurden vor der Prüfung bei einer Temperatur von 21 °C ± 2 K und einer relativen Feuchte von 40 ± 20 % gelagert (15.08.2013 - 09.09.2013).

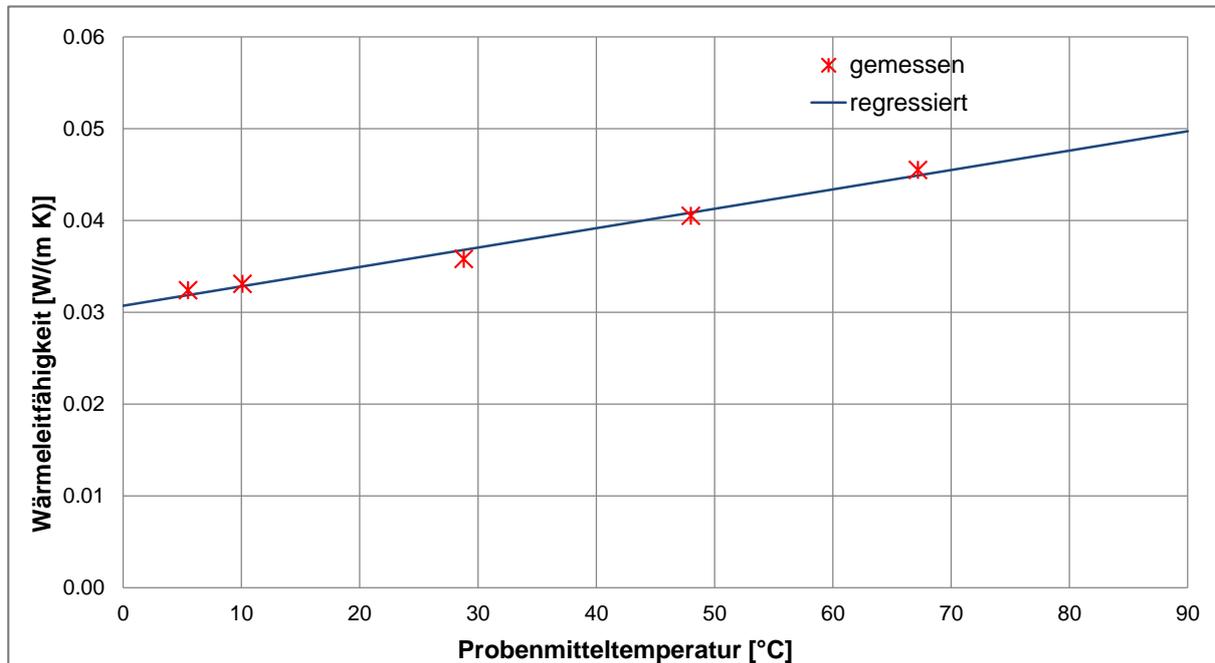
Die Proben wurden während der Prüfung nicht von einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben.

3. Messwerte

ϑ_m [°C]		ΔT [K]	λ [W/(m K)]	
ϑ_{m1}	5.5	11.0	λ_1	0.0324
ϑ_{m2}	10.1	11.0	λ_2	0.0331
ϑ_{m3}	28.8	10.9	λ_3	0.0358
ϑ_{m4}	48.0	10.8	λ_4	0.0405
ϑ_{m5}	67.2	10.6	λ_5	0.0455

4. Ergebnisse

Nachfolgende Grafik zeigt die gemessene und durch Regression bestimmte (regressierte) Wärmeleitfähigkeit der Probe in Abhängigkeit von der Temperatur.



Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_m)$ in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur

$$\lambda(\vartheta_m) = a + b \cdot \vartheta_m \quad (1)$$

a [W/(m K)] 0.0307
 b [W/(m K °C)] 0.00021

$\lambda(\vartheta_m)$ wird aus den Messwerten bestimmt und beruht auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

Berechnungsergebnisse der Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur nach Gl. 1:

ϑ_m [°C]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\lambda(\vartheta_m)$ [W/(m K)]	0.0307	0.0328	0.0349	0.0370	0.0391	0.0412	0.0433	0.0454	0.0475	0.0496

5. Prüfvorkommnisse

keine Auffälligkeiten

6. Prüfverfahren

Die Prüfung des Wärmedämmmaterials erfolgte in Anlehnung an EN 12664:2001. Die Untersuchung wurde mit einer Zwei-Platten-Apparatur mit horizontaler Ausrichtung durchgeführt.

Die in der EN 12664 empfohlene relative Luftfeuchte im Labor zur Lagerung der Proben bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustandes beträgt $50 \% \pm 10 \%$ bei einer Temperatur von $23 \text{ °C} \pm 1 \text{ K}$. Nach Normvorgabe müssen Proben nach Erreichung des Gleichgewichtszustands mit einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben werden. Vor der Prüfung ist die Masse der Proben zu bestimmen.

Die Proben wurden vor der Prüfung bei einer Temperatur von $21 \text{ °C} \pm 2 \text{ K}$ und einer relativen Feuchte von $40 \pm 20 \%$ gelagert (15.08.2013 - 09.09.2013). Die Proben wurden während der Messung nicht mit einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben. Die Masse der Proben vor und nach der Prüfung wurde nicht bestimmt.

Eingang Proben: 15.08.2013
Prüfzeitraum: 15.08.2013 - 20.09.2013
Prüferin: Dipl.-Ing. Beate Traub

Stuttgart, den 16.10.2013



Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS

Anhang A: Nomenklatur

ϑ_m	[°C]	mittlere Proben­temperatur
ΔT	[K]	Temperatur­differenz zwischen der Heizplatte und den Kühlplatten
$\lambda(\vartheta_m)$	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Proben­temperatur

Ermittlung der Wärmeverluste von Warmwasserspeichern – Vergleich genormter Prüfverfahren

Stephan Bachmann, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel.: 0711/685-63536, Fax: 0711/685-63503

E-Mail: bachmann@itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Zukünftig sollen u. a. Warmwasserspeicher in der europäischen Union durch ein sogenanntes „Labelling“ bzw. eine Energieverbrauchskennzeichnung bewertet werden. Hierbei handelt es sich um eine Eingruppierung entsprechend des ErP-Entwurfs 2010/30/EU in Energieeffizienzklassen, wie dies z.B. bei Haushaltsgeräten bereits etabliert ist. Nach diesem Entwurf sollen für Warmwasserspeicher hierzu ausschließlich die Wärmeverluste zur Klassifizierung herangezogen werden. Zu deren Bestimmung lässt der gegenwärtige Richtlinienentwurf verschiedene europäische Normen zu: EN 12977-3:2008, EN 12897:2006, EN 15332:2007 und EN 60379:2004. Obwohl es bei einigen dieser Normen Einschränkungen hinsichtlich der Anwendbarkeit gibt (z. B. bezüglich des Speichertyps, der Art der Beladung oder der Größe des Volumens), kann für viele Speicher die Ermittlung der Wärmeverluste als Basis für die Klassifizierung nach mehreren Normen erfolgen. Um zu ermitteln, inwiefern die verschiedenen Prüfverfahren zu unterschiedlichen Ergebnissen hinsichtlich der Wärmeverluste führen, wurden diese für zwei bivalente Trinkwasserspeicher sowohl nach EN 12977-3 als auch nach EN 12897 und EN 15332 ermittelt.

2. Vorstellung der Normen

Tabelle 1 zeigt die wichtigsten Anforderungen an das Prüfverfahren der nach dem Erp-Entwurf 2010/30/EU zulässigen Normen im Überblick. Die EN 60379 gilt nur für ausschließlich elektrisch beheizte Warmwasserspeicher und ist deshalb z. B. für Speicher wie sie in thermischen Solaranlagen eingesetzt werden nicht anwendbar. Der EN 12897 und der EN 15332 liegen prinzipiell die gleichen Prüfverfahren zugrunde: Die Wärmeverluste werden für einen Zeitraum von 24 h ermittelt, indem die Wärmemenge bestimmt wird, die während dieses Zeitraums zugeführt werden muss, damit der Speicher am Ende des Prüfzeitraumes die gleiche Temperatur hat wie zu Beginn. Die beiden Verfahren unterscheiden sich jedoch vor allem in den Randbedingungen wie der Aufstellung des Speichers, der Anzahl und Position der Temperaturmessstellen und der Beladung des Speichers. Während nach EN 15332 der Speicher nur über ein im Speicher installiertes elektrisches Heizelement beladen werden kann, können Speicher bei denen der Einbau eines elektrischen

Heizelements nicht möglich ist nach EN 12897 auch mittels eines externen Heizgerätes über einen hydraulischen Kreislauf beladen werden.

Das Verfahren nach EN 12977-3 unterscheidet sich grundsätzlich von dem Verfahren nach EN 15332 bzw. EN 12897: Hierbei handelt es sich um ein modellgestütztes Speicherprüfverfahren [1]. Der Speicher wird ausgehend von einem konditionierten Zustand (20 °C) immer über einen hydraulischen Kreislauf beladen. Anschließend erfolgt eine Stillstandsphase deren Länge so gewählt werden muss, dass der Speicher zwischen 40 % und 60 % der zuvor zugeführten Wärme an die Umgebung abgibt. Danach wird der Speicher wieder vollständig entladen und dadurch wieder der Anfangszustand (20 °C) erreicht. Die Auswertung erfolgt über ein sogenanntes Parameteridentifikationsverfahren durch „Nachsimulation“ der Prüfsequenz mit Hilfe eines geeigneten mathematischen Speichermodells [2], [3]. Dem Speichermodell werden hierbei die Eingangsgrößen (Eintrittstemperatur in den Speicher, Volumenstrom, Umgebungstemperatur) aufgeprägt. Das Modell berechnet die Austrittstemperatur sowie die zu- und abgeführte thermische Leistung und vergleicht diese mit der gemessenen Leistung. Da diese vor allem auch von den für die Berechnung verwendeten Speicherkennwerten, die in Kombination mit dem Modell verwendet werden (z. B. die Wärmeverlustrate) abhängt, werden diese Kennwerte solange variiert, bis Messung und Rechnung möglichst gut übereinstimmen.

	EN 12897:2006	EN 15332:2008	EN 12977-3:2008	EN 60379:2004
Anwendungsbereich	Mittelbar beheizte, geschlossene Wassererwärmer bis max. 1000 Liter Volumen	Geschlossener Warmwasserspeicher bis max. 1500 Liter Volumen	Wärmespeicher, bei denen Wasser als Speichermedium zum Einsatz kommt, mit einem Nennvolumen von 50 l bis 3000 l	Elektr. Warmwasserspeicher für den Hausgebrauch, nicht für Warmwasserbereiter, die andere Energiequellen nutzen
Aufstellung	<ul style="list-style-type: none"> - Prüfgerät in zugfreier Umgebung und gegen direkte Strahlung abgeschirmt - Speicher auf 20 mm dicker Faserplatte (400±100) mm über Boden - Wassererwärmer 700 mm von jeder Wand oder Fläche entfernt - Anschlussrohre gut gedämmt 	<ul style="list-style-type: none"> - Luftgeschw. Raum < 0,25 m/s - vor Wärmestrahlung aus Umgebung geschützt - Freiraum von mind. 70 cm um und mind. 100 cm über Speicher - Speicher von sämtlichen äußeren Anschlüssen getrennt - Anschlüsse mit mind. 30 mm Dämmstoff ($0,030 < \lambda < 0,035$) [W/(Km)] - rel. Luftfeuchtigkeit < 85 % 	<ul style="list-style-type: none"> - klimatisierter Raum - geschlossene Anschlüsse müssen wie der Speicher wärmegeämmt sein 	<ul style="list-style-type: none"> - zugfreier Raum - Stand-Wassererwärmer auf dem Boden oder auf mitgeliefertem Gestell, Hilfsboden kann benutzt werden - rel. Luftfeuchtigkeit < 85 %
Prüfablauf	<ul style="list-style-type: none"> - internes Heizelement (3 kW) - wenn intern nicht möglich, außen liegender elektrischer Durchflusswassererwärmer - Schalthysterese 65°C ± 2 K - Stabilisierungsphase 24 h - Energieverbrauch für mehrere 24-h-Zeiträume bestimmen bis Differenz für zwei aufeinander folgende Zeiträume < 2 % - wenn Differenz > 2 %, dann Prüfung für mind. 168 h, Ergebnis: Mittelwert der letzten drei 24 h-Zeiträume 	<ul style="list-style-type: none"> - Speicherbehälter im unteren Drittel mit elektrischem Tauchheizgerät ausrüsten - Schaltdifferenz < 0,8 K - Beginn nach Erreichen des Beharrungszustandes, mind. 24 h, - Auswertung beginnt und endet mit Schalten des Temperaturreglers 	<ul style="list-style-type: none"> - externe Beladung über Anschlüsse, die eine vollständige Beladung des Speichers ermöglichen - Ablauf: Konditionierung → Beladung → Stillstandsphase → Konditionierung 	Zugeführte Energie wird, beginnend und endend mit dem Ausschalten des Thermostates über einen Zeitraum von nicht weniger als 48 h gemessen

	EN 12897:2006	EN 15332:2008	EN 12977-3:2008	EN 60379:2004
Umgebungs- temperatur	Soll: 20 °C±2 K, in halber Behälterhöhe mit einem Abstand von 350 mm±25 mm von Aus- senseite der Behälterdämmung, drei Thermometer	Soll: 20 °C±5 K, Schwankung nicht mehr als 1 K, in halber Höhe und im Abstand von 1 m vom Speicher	Soll: 20 °C±2 K	Soll: 20 °C±2 K, mittig zwischen Speicher und Wand, auf halber Höhe des Speichers
Speichertem- peratur	25 mm unter Warmwasserent- leerung	an der vom Hersteller vorge- sehenen Stelle messen. Wenn keine Angabe, dann im oberen Drittel, mindestens 65 °C	nicht notwendig	Soll: 65 °C±3 °K, im oberen Teil des Speichers
Sonstige Messgrößen	keine	keine	Ein- und Austrittstemperaturen am Speicher und Volumen- ströme, mindestens alle 10 s	keine
Auswertung	Bestimmung der nötigen Wärmemenge pro 24 h für Konstanthaltung der Speicher- temperatur; hier Bereitschafts- Wärmeaufwand genannt	Bestimmung der nötigen Wärmemenge pro 24 h für Konstanthaltung der Speichertemperatur; hier Bereitschaftsverlust genannt	Ermittlung der Wärmeverluste mittels modellgestütztem Para- meteridentifikationsverfahren	Bestimmung der nötigen Wärmemenge pro 24 h für Konstanthaltung der Speicher- temperatur; hier Wärmeverlust genannt
Mess- genauigkeit Temperatur	±1 K	±0,1 K	abs. Temperaturen: ±0,1 K Temperatur-Diff.: ±0,05 K Zeitkonstante < 10 s	±1 K
Messgenauig- keit Energie bzw. Leistung	±0,01 kWh	±0,01 kWh	Volumenstrom: ±2,0 %	±0,01 kWh

Tabelle 1: Zulässige Prüfverfahren nach ErP-Entwurf 2010/30/EU für das Labelling von Warmwasserspeichern

Hinweis: Teilweise wurde in dieser Tabelle die in den jeweiligen Normen verwendete Terminologie übernommen.

3. Anwendung der Prüfverfahren und Ergebnisse

Es wurden für zwei typische, bivalente Trinkwasserspeicher mit einem Nennvolumen von 300 l bzw. 500 l Wärmeverlustmessungen nach EN 12897 (intern beheizt), EN 15332 sowie EN 12977-3 durchgeführt. Der 300 l-Speicher war mit einer 50 mm starken PU-Schaum-Wärmedämmung versehen, während am 500 l-Speicher eine 100 mm starke Polyesterfaservlies-Wärmedämmung angebracht war. Zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands Q_{st} nach EN 12897 wurden die Speicher über ein elektrisches Heizelement (Leistung ca. 3 kW) beheizt, das sich im unteren Reinigungsflansch befand. Zur Bestimmung des Bereitschaftsverlusts Q_B nach EN 15332 wurden die Speicher über ein elektrisches Heizkabel mit einer Leistung von ca. 290 W beheizt, das bis in das untere Drittel des Speichers reichte, sodass dadurch ein etwas geringeres Volumen beheizt wurde als nach EN 12897. Hintergrund hierfür ist die Vorgabe nach EN 15332, dass das Heizelement im unteren Drittel positioniert sein soll. Die Position ist somit nicht genau vorgegeben. Das Heizelement kann ganz unten im Speicher oder max. auf einem Drittel der Speicherhöhe angebracht sein. (Nach EN 12897 muss das Heizelement so positioniert werden, dass mindestens die gleiche Wassermenge erwärmt wird wie zur Bestimmung der Warmwasserleistung, die ebenfalls in dieser Norm definiert ist.) Zur Ermittlung der Wärmeverlustrate nach EN 12977-3 wurden die Speicher über den Kollektorkreis-Wärmeübertrager mit einer Leistung von ca. 3 kW beim 300 l-Speicher bzw. 5 kW beim 500 l-Speicher und einem Volumenstrom von 360 l/h beim 300 l-Speicher bzw. 600 l/h beim 500 l-Speicher beheizt. Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse für die Wärmeverluste ermittelt nach den drei Prüfverfahren in kWh/24 h sowie das zugehörige Energielabel nach ErP-Entwurf 2010/30/EU.

	300 l-Speicher	500 l-Speicher
EN 12897 [kWh/24h] /Label [-]	2,44 / D	2,53 / C
EN 15332 [kWh/24h] /Label [-]	2,25 / C	2,71 / C
EN 12977-3 [kWh/24h] /Label [-]	2,60 / D	2,85 / D

Tabelle 2: Nach den jeweiligen Normen ermittelte Wärmeverluste in kWh/24h sowie daraus resultierendes Energielabel

Es ist erkennbar, dass die nach EN 12977-3 ermittelten Werte für die Wärmeverluste am höchsten sind. Dies liegt hauptsächlich an der externen Be- und Entladung der Speicher, da aufgrund der hierfür notwendigen vier hydraulischen Anschlüsse vier zusätzliche Wärmebrücken im Vergleich zu den anderen Verfahren, wo der Speicher nur über ein elektrisches Heizelement beheizt wird und somit hydraulisch nicht angeschlossen ist, vorhanden sind. Des Weiteren fällt auf, dass das Verfahren nach EN 12897 für den 300 l-Speicher einen höheren Wert für die Wärmeverluste ergibt,

als das Verfahren nach EN 15332, wohingegen es sich bei dem 500 l-Speicher genau umgekehrt verhält. Dies liegt am Auswerteverfahren nach EN 12897: Hier werden zur Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands Q_{st} exakte 24 h-Zeiträume betrachtet. Die Speichertemperaturen bleiben hierbei unberücksichtigt. Es kann daher vorkommen, dass der Speicher am Ende des betrachteten Zeitraums z. B. eine niedrigere Temperatur hat, als zu Beginn. Dies war beim 500 l-Speicher der Fall, was zu einem zu niedrigen Wert für Q_{st} führte. Verschärft wird diese Problematik noch durch die relativ große Schalthysterese von 4 K. (Beim Verfahren nach EN 15332 beträgt diese nur 0,8 K.) Beim 300 l-Speicher haben sich diese Effekte zufällig in etwa aufgehoben, da die Speichertemperatur am Ende des ersten 24 h-Zeitraums zwar höher war als zu Beginn, dafür am Ende des zweiten 24 h-Zeitraumes jedoch niedriger als zu Beginn dieses Zeitraums. Auch wenn in diesem Fall die ermittelten Ergebnisse plausibel sind, ist dieses Prüf- bzw. Auswerteverfahren nicht wirklich geeignet und sollte daher geändert werden, da es verfahrensbedingt zu einer Verfälschung der Wärmeverluste kommen kann. Bei dem Verfahren nach EN 15332 hingegen beginnt und endet die Auswertung immer mit dem Ein- oder Ausschalten des Temperaturreglers, so dass hier sichergestellt ist, dass der Speicher am Ende des Betrachtungszeitraums die gleiche Temperatur hat wie zu Beginn. Die Betrachtungszeiträume sind hier daher meist länger als 24 h. Dieser Sachverhalt wird über einen Korrekturfaktor (24 h/Betrachtungszeitraum) entsprechend berücksichtigt und korrigiert.

Wie die in Tabelle 2 ebenfalls aufgeführten Buchstaben für die Energieeffizienzklassen bzw. Energielabel zeigen, hat das verwendete Prüfverfahren einen Einfluss auf die Energieeffizienzklasse des Speichers. Dies darf jedoch nicht der Fall sein, da davon auszugehen ist, dass die Energielabel zukünftig ohne Angabe des verwendeten Prüfverfahrens verglichen werden.

4. Einfluss des Energielabels auf die anteilige Energieeinsparung

Wenn sich Speicher durch das Energielabel unterscheiden stellt sich natürlich vor allem die Frage, inwieweit sich dies z. B. auf die beim Einsatz des Speichers in einer Solaranlage erzielbare anteilige Energieeinsparung f_{sav} auswirkt. Um dies zu untersuchen wurde die anteilige Energieeinsparung für eine typische Solaranlage zur Trinkwassererwärmung mit einem Speichervolumen von 300 l sowie für eine typische Kombianlage mit einem Speichervolumen von 1000 l durch Jahresimulationen unter Referenzbedingungen für unterschiedliche Wärmedämmstandards der Speicher entsprechend den Energielabel ermittelt.

Die durchgeführten Simulationen nach EN 12977-2 erfolgten für ein Einfamilienhaus am Standort Würzburg mit einer Wohnfläche von 128 m². Die Flachkollektoren (Aperturfläche 4,66 m² bei der Solaranlage zur Trinkwassererwärmung und 14,26 m² bei der Kombianlage) sind bei einer Neigung von 45° genau nach Süden ausgerichtet. Der Warmwasserwärmebedarf für eine tägliche Entnahme von 200 Litern bei 45 °C beträgt 2945 kWh/a. Bei der Kombianlage erfolgt die Trinkwasser-

erwärmung über eine externe Trinkwasserstation. Die Raumheizung wurde nach dem Prinzip der Rücklaufanhebung eingebunden. Der Heizwärmebedarf des Gebäudes beträgt $71 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ bzw. 9090 kWh/a . Die Heizungsregelung wurde witterungsgeführt mit maximalen Vor- / Rücklauftemperaturen von $50/30^\circ\text{C}$ gewählt. Der Gesamtwärmebedarf für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung ergibt sich unter der Annahme der Wärmeverluste eines konventionellen Trinkwarmwasserspeichers von 644 kWh/a somit zu 12.679 kWh/a . Bild 1 zeigt das Hydraulikschema der Kombianlage.

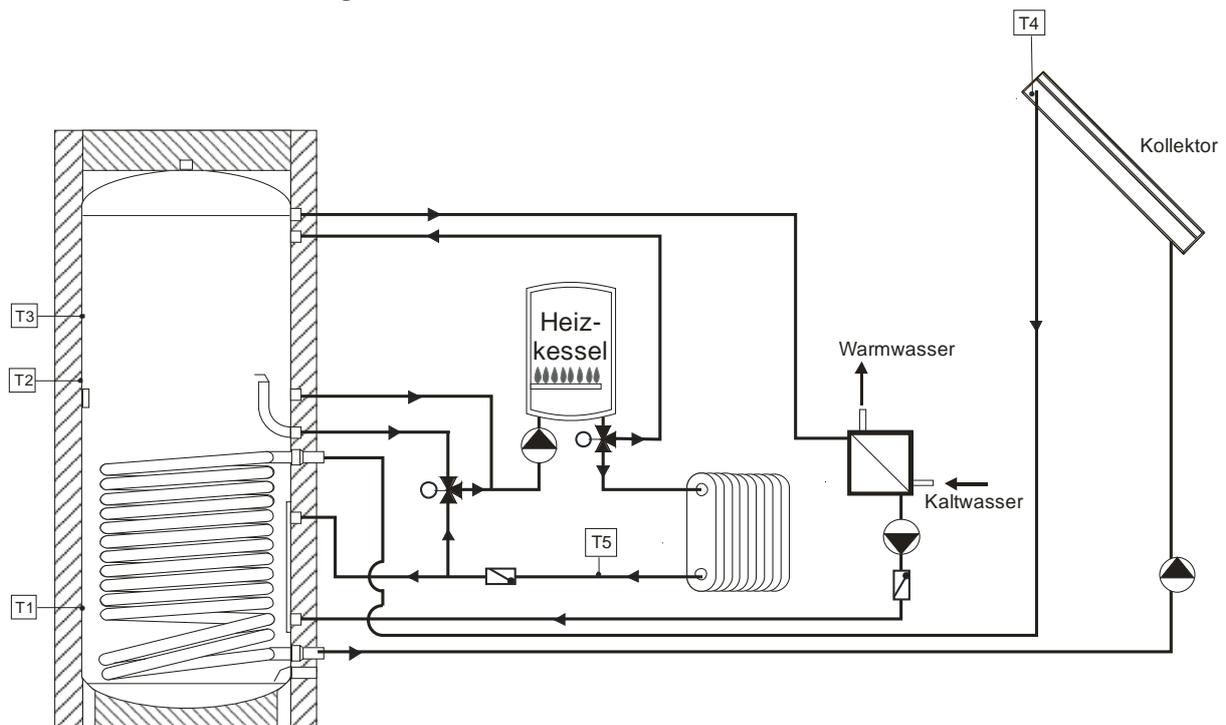


Bild 1: Hydraulikschema der Kombianlage

Die Wärmeverlustraten der Speicher wurden so gewählt, dass die Speicher gerade noch das entsprechende Energielabel erhalten, d. h. die hier getroffenen Annahmen sind losgelöst von den zuvor ermittelten Messergebnissen. Tabelle 3 zeigt die für den jeweiligen Speicher maximal zulässigen Wärmeverlustraten in W/K sowie die entsprechenden Wärmeverluste in $\text{kWh}/24 \text{ h}$ für eine Temperaturdifferenz von 45 K zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur für das jeweilige Energielabel. Es ist zu erkennen, dass die Anforderung für ein Energielabel B, A oder A+, wie bei Haushaltsgeräten üblich, sehr hoch ist. Vermutlich sind zur Zeit keine Speicher am Markt verfügbar, die das Label A oder A+ haben bzw. erreichen könnten.

Energielabel	Wärmeverlustrate [W/K] / Wärmeverluste [kWh/24 h]	
	300 l-Speicher	1000 l-Speicher
A+	0,82 / 0,89	1,21 / 1,31
A	1,13 / 1,22	1,65 / 1,78
B	1,58 / 1,71	2,30 / 2,48
C	2,22 / 2,40	3,23 / 3,49
D	2,76 / 2,98	4,01 / 4,33

Tabelle 3: Max. zulässige Wärmeverlustraten bzw. Wärmeverluste der Speicher in Abhängigkeit vom jeweiligen Energielabel

Die Tabellen 4 und 5 zeigen für die beiden Anlagen die anteilige Energieeinsparung f_{sav} und die absolute Energieeinsparung ohne Berücksichtigung eines Kesselnutzungsgrads bezogen auf einen Speicher mit dem Energielabel D, da die meisten Speicher kein schlechteres Label haben. Zusätzlich ist die Veränderung der Energieeinsparung im Vergleich zum jeweiligen, nächst niedrigeren Label angegeben. Die absolute Energieeinsparung ist bei der Kombianlage erwartungsgemäß etwas höher als bei der Solaranlage zur Trinkwassererwärmung. Die größte Änderung der Energieeinsparung ergibt sich bei beiden Anlagen von Label C zu B. Das Label B könnte deshalb ein wirtschaftliches Optimum darstellen, insbesondere auch vor dem Hintergrund, dass die zulässigen Wärmeverluste noch mit konventionellen Wärmedämmmaterialien und akzeptablen Dämmstärken einzuhalten sind. Bei einer weiteren Verbesserung der Wärmedämmung nimmt die zusätzliche Energieeinsparung immer mehr ab. Am geringsten ist sie beim Übergang von Label A zu A+. Dies ist erstaunlich vor dem Hintergrund, dass der Aufwand zum Erreichen des nächst höheren Labels mit steigendem Label zunimmt.

Energielabel	Anteilige Energieeinsparung f_{sav}	Absolute Energieeinsparung	
	[%]	[kWh]	Veränderung zum nächst niedrigeren Label [kWh]
A+	62,5	287	47
A	61,2	240	66
B	59,3	174	92
C	56,8	82	82
D	54,5	0	-

Tabelle 4: Anteilige und absolute Energieeinsparung für die Solaranlage zur Trinkwassererwärmung

Energietabel	Anteilige Energieeinsparung f_{sav}	Absolute Energieeinsparung	
	[%]	[kWh]	Veränderung zum nächst niedrigeren Label [kWh]
A+	31,8	326	49
A	31,4	277	80
B	30,8	197	106
C	29,9	91	91
D	29,2	0	-

Tabelle 5: Anteilige und absolute Energieeinsparung für die Kombianlage

5. Zusammenfassung

Der Vergleich der Verfahren zur Ermittlung der Wärmeverluste hat gezeigt, dass die Anwendung der verschiedenen Prüfverfahren durchaus zu unterschiedlichen Ergebnissen führen kann. Dies liegt zum einen an den unterschiedlichen hydraulischen Anschlussarten des Speichers für das jeweilige Prüfverfahren (unterschiedliche Anzahl an Wärmebrücken durch interne oder externe Beladung des Speichers) und auch an Defiziten bei den Prüfnormen selbst: Bei dem Verfahren nach EN 12897 ist z. B. nicht sichergestellt, dass der Speicher zu Beginn und am Ende des Betrachtungszeitraumes die gleiche Temperatur aufweist.

Die Energietabel der Speicher sind grundsätzlich gut geeignet zum Vergleich der Wärmedämmeigenschaften von Speichern mit dem gleichen Volumen. Von besonderem Interesse ist jedoch auch die zusätzliche, erzielbare Energieeinsparung im Vergleich zum nächst niedrigeren Energietabel. Hier zeigt sich, dass bei der Anwendung in einer typischen Solaranlage zur Trinkwassererwärmung und in einer typischen Kombianlage bis zum Energietabel B die Erhöhung der Energieeinsparung deutlich zunimmt. Für die höheren Energietabel A und A+ fällt die Erhöhung der zusätzlichen Energieeinsparung jedoch wieder geringer aus. Diesem Sachverhalt sollten sich sowohl Verbraucher als auch Hersteller bewusst sein, um die Relevanz des Energietabels richtig einschätzen zu können. Für die Hersteller ist es daher auch naheliegend abzuwägen, ob es überhaupt sinnvoll ist, das Energietabel A oder A+ anzustreben. Dies ist vor allem vor dem Hintergrund bemerkenswert, dass es vermutlich umso schwieriger wird das nächst höhere Energietabel zu erreichen, je besser der Speicher bereits eingestuft ist. Aus wirtschaftlichen Gründen könnte es daher nicht grundsätzlich sinnvoll sein z. B. ein Energietabel A+ anzustreben, da die zusätzliche Energieeinsparung im Vergleich zum Energietabel A mit anderen Maßnahmen (z. B. größere Kollektorfläche) kostengünstiger zu erreichen sein könnte.

- [1] H. Drück, E. Hahne: Verfahren zur thermischen Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen, Tagungsband zum fünften Symposium Thermische Solarenergie, Seiten 190 - 194, Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg, Juni 1995
- [2] H. Drück, S. Bachmann, H. Müller-Steinhagen: Testing of Solar Hot Water Stores, Conference on Thermal Storage, March 14, 2008, Prague
- [3] H. Drück; Mathematische Modellierung und experimentelle Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen, Dissertation Universität Stuttgart, Shaker Verlag 2007, ISBN 978-3-8322-6215-0, ISSN 0945-0726

SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry
September 23-25, 2013, Freiburg, Germany

Comparison of the thermal performance of a solar heating system with open and closed solid sorption storage

Florian Bertsch^{a*}, Dagmar Jaehnig^b, Sebastian Asenbeck^a, Henner Kerskes^a,
Harald Drueck^a, Waldemar Wagner^b, Werner Weiss^b

^a*Institut for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) – Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)
University Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany*

^b*AEE - Institute for Sustainable Technologies, Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria*

Abstract

The aim of this paper is to compare two solar heating systems with different solid sorption storage concepts; an open storage concept with material transport and external reactor and a closed sorption storage concept with the material reservoir as reactor. Both storage concepts are part of system concepts that have been investigated during national projects for a period of more than 3 years each. A TRNSYS model has been developed for each concept and the corresponding mathematical model is described. An emphasis is given on the model simplifications and thus its up- and downscaling possibilities. TRNSYS simulation studies were performed using similar boundary conditions. Hence the simulation results can be compared directly, thus the advantages and disadvantages of both concepts under investigation can be elaborated and assessed.

TRNSYS simulations have been performed for each system concept using the properties of two different thermochemical storage materials (TCM). It is shown that the type of TCM has a significant influence on the systems fractional thermal energy savings. Using silica gel as TCM, both system concepts' performances are only slightly better compared to a standard water-filled storage tank of the same size. The TCM zeolite 13 XBF, a binder free 13 X zeolite, leads to significantly better fractional thermal energy savings. Although the two systems under investigation behave differently, the fractional thermal energy savings are similar. High solar thermal fractions up to a complete solar coverage can be achieved for both storage concepts with moderate collector array and store sizes.

© 2014 The Authors. Published by Elsevier Ltd.

Selection and peer review by the scientific conference committee of SHC 2013 under responsibility of PSE AG.

* Corresponding author. Tel.: +49 711 685 63279; fax: +49 711 685 63503.
E-mail address: bertsch@itw.uni-stuttgart.de

Keywords: TCES; thermo chemical; TRNSYS; system simulation; sorption; long term thermal storage

1. Introduction

In literature zeolites have been described for decades as possible thermochemical storage materials (TCM) [1-5]. Up to now only a few different possible storage concepts for thermochemical energy stores (TCES) have been investigated in a demonstration plant [3, 6-12] although system concept configurations are widely published and discussed [13]. Due to different assumptions and boundary conditions (collector type, heat source/sink, open/closed storage concept) available results of TRNSYS simulations have not been comparable. In addition the TRNSYS models used to predict the TCES behavior are on different states of development and validation is often missing and/or mostly unpublished.

Thus it is the aim of this paper to show and discuss two possible TCES concepts, the corresponding TRNSYS models, to define appropriate boundary conditions and to compare and assess the two TCES concepts directly using the fractional thermal energy savings ($f_{\text{sav,therm}}$).

2. Description of the storage concepts' working principles

The working principles of the closed storage concept and the open storage concept are described in this section. The closed storage concept has previously been investigated in the EU and Austrian projects HYDES [6] and MODESTORE [7]. The open storage concept has been developed and investigated in the German project CWS [5, 8, 10-12].

2.1. Closed storage concept ('MODESTORE')

A closed sorption heat store is in fact a kind of thermo-chemical heat pump which is operated under vacuum conditions. This allows water evaporation at a low temperature level and water vapor transport without the need of a pump or fan but just as a result of pressure differences. The hydraulic layout of the analyzed closed-cycle storage system consists of the following key components:

- solar thermal collectors (e.g. evacuated tube collector),
- sorption heat store with integrated heat exchangers for charging and discharging,
- evaporator / condenser connected to a horizontal ground source heat exchanger or boreholes as low temperature heat source and heat sink,
- separate storage tank to store liquid water that has been desorbed and condensed,
- small domestic hot water store to be able to withdraw a sufficient thermal power during domestic hot water preparation.

The solar thermal collectors can charge either the sorption heat store or the domestic hot water store or both in parallel. To fully charge the sorption store temperatures up to 200 °C are required. Therefore, at least highly efficient evacuated tube collectors are necessary. In case that there is not enough heat in the domestic hot water (DHW) store to cover the DHW load, the DHW store can be charged from the sorption store if there is enough sensible heat available. During winter operation, the space heating load is covered directly from the sorption heat store – either by using the sensible heat available in the store or by evaporating water from the separate storage tank using the heat supplied by the ground source heat exchanger and adsorbing the water vapor by the storage material until the desired flow temperature for space heating is reached. The upper part of the DHW store can be recharged once a day from the sorption store. A detailed description of the working principles can be found in [7].

2.2. Open storage concept ('CWS')

Many different open storage concepts for TCES are known [11]. In this paper the open storage concept 'CWS' [10] is used. The main components are the solar combistore, the solar collectors, the material reservoir, the reactor and a control system. From the hydraulic point of view, the connection between a classical solar combisystem and the thermo-chemical energy storage is simple. During periods of high solar irradiation (mainly in the summer) heat from the solar collectors is directly transferred to the combistore. When the energy provided by the solar collectors exceeds the heat demand for hot water preparation and space heating, the available solar energy is used for the endothermic dehydration reaction of the thermochemical storage material (regeneration mode). During periods of low solar irradiation when the energy from the solar collectors cannot cover the heat demand, the regenerated TCES is used as heat source. The heat of the exothermic hydration reaction is released by blowing humid room exhaust air through the reactor and the heat delivered by the TCES is charging the combistore (heating mode). Depending on the system dimension, the backup heater can even be removed completely. The open storage concept CWS is characterized by the following points:

- Open adsorption/hydration system using ambient air or exhaust air to provide the humidity required for the exothermic reaction.
- Thermochemical energy store works as low capacity heat supply system.
- Connection of the thermochemical energy store to a typical combistore of a solar thermal system via the collector loop heat exchanger, TCES and collector loop can be operated simultaneously to charge the combistore.
- Combistore operates as buffer store to cover DHW peaks load.
- External reactor designed as cross-flow reactor with low pressure drop and structurally integrated heat exchangers.
- Storage material transport through the reactor by gravity forces with continuous or quasi-continuous mass flow.
- Bidirectional active storage material transport between storage material reservoirs and reactor using a vacuum blower.

3. Description of the TCES-models

In the following the two TRNSYS simulation models of the two thermo chemical energy storage system concepts are described and explained.

3.1. Description of the MODESTORE closed storage concept reactor model (developed by AEE -INTEC)

The sorption store has been modeled using three separate TRNSYS component models. The adsorber part is modeled using a simple energy and mass balance. The heat exchanger in the adsorber is modeled as an external heat exchanger (standard TRNSYS Type 5). In addition, a new heat exchanger model was written for the evaporator/condenser heat exchanger. The two new models are described in the following.

3.1.1. Adsorber Model

The adsorber or store respectively is modeled with a simple energy and mass balance and described using one single node and therefore constant temperature and water content. The change of the variable of state (water content of adsorber) is equal to the water vapor evaporated or condensed in that time step as depicted in Fig. 1a. The water vapor mass flow \dot{m}_{steam} is calculated from the transferred power at the evaporator/condenser heat exchanger as described by equation (1)

$$\frac{d(x)}{dt} m_A = \dot{m}_{\text{steam}} \quad (1)$$

where x is the water content of the adsorbent and m_A the mass of dry adsorbent within the adsorber.

The change of the internal energy U is equal to all inputs and outputs to and from the adsorber, as depicted in Fig. 1b and described in equation (2).

$$\frac{d(U_A)}{dt} = -\dot{Q}_{load} + \dot{Q}_{coll} - \dot{Q}_{des} + \dot{Q}_{ads} - \dot{Q}_{adj} + \dot{Q}_{sorb} - \dot{Q}_{loss} \quad (2)$$

where \dot{Q}_{load} is the heat flow for discharge, \dot{Q}_{coll} the heat flow of charging, for example from solar thermal collectors, \dot{Q}_{des} the heat flow that leaves the adsorber with the desorbed water vapor (internal energy of the vapor), \dot{Q}_{ads} the heat flow that comes into the adsorber with the adsorbed water vapor (internal energy of vapor), \dot{Q}_{adj} the additional term that is used if the temperature of the water vapor entering the adsorber is not equal to the adsorber temperature, \dot{Q}_{sorb} the heat flow of adsorption that is generated in the adsorber during adsorption and is consumed during desorption and \dot{Q}_{loss} are the heat losses from the sorption store to the ambient.

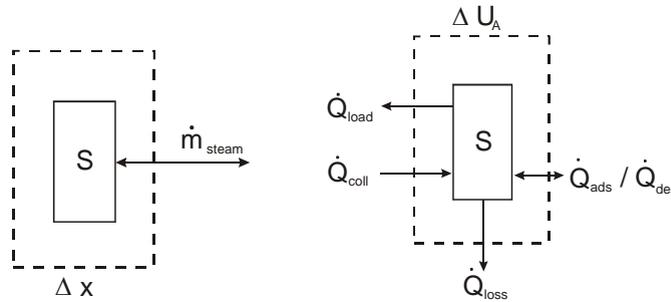


Fig. 1: (a) Mass balance of adsorber; (b) Energy balance of adsorber

From the internal energy U_A , the temperature of the adsorber (T_A) can be calculated according to equation (3) using the specific heat of the adsorbent $c_{p,A}$ and of the heat transfer fluid $c_{p,water}$:

$$T_A = \frac{U_A}{m_A \cdot c_{p,A} + x \cdot m_A \cdot c_{p,water}} \quad (3)$$

3.1.2. Evaporator / Condenser Model

The evaporator / condenser heat exchanger is modeled with a logarithmic temperature difference model. On the primary side of the heat exchanger (T_{in} , T_{out}) there is a temperature change from inlet to outlet. On the secondary side evaporation or condensation takes place, therefore, the temperature on that side is assumed to stay constant (T_{vap}). The outlet temperature on the primary side of the heat exchanger can then be calculated using equation (4):

$$T_{out} = \frac{T_{in} - T_{vap}}{e^{(\dot{m}_{in} \cdot c_{p,water}) / UA}} \quad (4)$$

with T_{out} as the outlet temperature on the primary side, T_{in} as the inlet temperature on the primary side, T_{vap} the temperature of water vapor on the secondary side, \dot{m}_{in} the mass flow rate of condensed or evaporated water vapor and UA as heat transfer coefficient of the heat exchanger. The transferred power can be calculated using equation (5) which is then used as input to the adsorber model.

$$\dot{Q}_{load} = (T_{out} - T_{in}) \cdot c_{p,water} \cdot \dot{m}_{in} \quad (5)$$

3.1.3. Assumptions and limitations of the model

The model is a semi-physical model with some parameters that have to be determined by means of parameter identification from measured data. These parameters are the UA -values for the heat exchangers (adsorber and evaporator / condenser) and the UA -value for the sensible heat losses from the sorption store to the ambient. Otherwise it is based on energy and mass balances and the physical properties of the sorption material and the fluids

used. The main assumption of the model is that it is a single node model, with no time dependency of adsorption and desorption processes.

How accurate this assumption is depends strongly on the heat exchanger used in the reactor. The tested store contained a spiral heat exchanger consisting of copper sheets and copper pipes soldered on them. The distance between the copper sheet layers was approximately 5 cm. Laboratory measurements have shown that the general assumptions of the model mentioned above are reasonable for this setup. Therefore, it is assumed that the store simulated for this study contains a heat exchanger with a similar setup to the one tested.

Up and downscaling cannot be done easily because the UA-values of the heat exchangers and for the characterization of the heat losses have to be derived from measurements. For the simulations presented in this paper reasonable assumptions have been made. However, this is a major limitation of the model.

3.1.4. Parameter Identification and Verification

The model was verified with data from laboratory tests of a small prototype store using 200 kg of silica gel *Grace 127B* as sorption material. The measured and calculated values fit reasonably well. It is assumed that zeolite 13 XBF behaves similarly in terms of heat transfer and reaction kinetics. This assumption seems reasonable because it is the same type of pelleted material with similar heat capacity and heat conduction characteristics.

3.2. Description of the CWS open storage concept reactor model (developed by ITW)

In order to model the thermal behavior of the sorption reactions of the open storage concept with external reactor, a reactor model has been developed by ITW. The reactor is described as a quasi-stationary two phase model with heat and mass balances.

3.2.1. Assumptions of the reactor model:

- By means of a continuous mass and air flow through the reactor, the processes are considered as quasi stationary.
- The reaction enthalpy ΔH_R is no function of the water load x_S of the zeolite.
As the reaction inside the reactor reaches from complete hydrated (or dehydrated) to almost complete dehydrated (or hydrated) $\int dH_R(x_S) \cdot dx_S$ becomes $\Delta H_{R,m} \cdot \Delta x_S$, whereas $\Delta H_{R,m}$ is the mean enthalpy of reaction determined by experiments.
- The reaction yield is limited only by the sorption equilibrium of the material. With x_G as the water content of air and T_R as the reaction temperature (see also Fig 2), the following inequations are always fulfilled:

$$\begin{aligned} x_S &\leq x_{S,equ}(T_R, x_G) \text{ for the adsorption and} \\ x_S &\geq x_{S,equ}(T_R, x_G) \text{ for the desorption} \end{aligned} \quad (6)$$

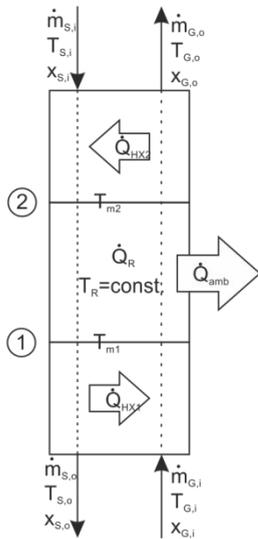
- An ideal kinetic is assumed. The equilibrium is always achieved, either at the inlet or at the outlet of the reactor. Thus the respective inequations (6) are always fulfilled with equality.
In literature a very fast reaction kinetic of the physical adsorption is reported [14].
- The sorption equilibrium is defined by a correlation equation (e.g. Langmuir) or by equilibrium data in tabular form.
- The specific heat capacity of the solid and air is no function of the temperature or of the humidity in the reactor ($c_{p,S} \cong \text{const.}$, $c_{p,G} \cong \text{const.}$)
- Before the sorption starts an ideal heat exchange from the entering air to the exiting sorption material and from the exiting air to the entering sorption material is assumed.
As the air flow rate ($\dot{m}_{G,0}$) is by the factor of 10, or more, higher than the flow rate of the solid sorption material ($\dot{m}_{S,0}$) and the specific heat capacities of zeolite and air are rather similar, the heat capacity flow of gas is also higher by at least the factor of 10 compared to the heat capacity flow of zeolite. In addition the air is flowing through a bed of zeolite beads with a diameter of approximately 2 mm. From literature it is known that there is no significant temperature difference between the air temperature and the particle temperature for a flow through a

packed bed of this size. Thus considering the heat exchange from the solid phase to the gas phase as ideal is a simplification with almost no deviation to reality.

3.2.2. Mathematical description of the reactor model

The transport of heat and water in and out of the reactor is done by the air flow through the reactor. In Fig 2 the energy and material flows of the reactor model are depicted. The model used is a counter-flow model. The following equations are solved within the reactor model. The mass balance of water is calculated according to equation (7):

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{S,o} \cdot (x_{S,o} - x_{S,i}) = \dot{m}_{G,o} \cdot (x_{G,i} - x_{G,o}) \quad (7)$$



With $\dot{m}_{S,o}$, $\dot{m}_{G,o}$ as the dry mass flow rates of sorbent and air and x_S , x_G as the water contents of sorbent or air at the respective inlet (i) or outlet (o). Heat losses to ambient are calculated according to equation (8):

$$\dot{Q}_{amb} = UA_{amb} \cdot (T_R - T_{amb}) \quad (8)$$

With UA_{amb} as the heat transfer coefficient from the reactor to ambient using T_R and T_{amb} as the respective temperatures for the determination of the temperature difference. The sorbent sorbet equilibrium from given isotherm data is defined by:

$$\begin{aligned} x_{S,equ,1} &= f(T_{m1}, x_{G,i}), \\ x_{S,equ,2} &= f(T_{m2}, x_{G,o}) \end{aligned} \quad (9)$$

With T_{m1} and T_{m2} as the temperatures at the border of the reactor to the internal ideal heat exchanger (compare Fig: 2). The heat capacity flow of the solid (S) or air (G) is defined according to equation 10:

$$W = \dot{m} \cdot c_p = \dot{m}_0 \cdot (1 + x) \cdot c_p \quad (10)$$

The energy balance of the reactor can be summarized by equation 11:

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{G,o} \cdot c_{p,G} \cdot [(1 + x_{G,i}) \cdot T_{G,i} - (1 + x_{G,o}) \cdot T_{G,o}] + \\ &\dot{m}_{S,o} \cdot c_{p,S} \cdot [(1 + x_{S,i}) \cdot T_{S,i} - (1 + x_{S,o}) \cdot T_{S,o}] + \\ &\dot{m}_{H_2O} \cdot \Delta H_{R,m} - \dot{Q}_{amb} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

The temperatures $T_{G,o}$ and $T_{S,o}$ in equation 11 are yet unknown. Looking at the ideal internal gas solid heat exchanger (in Fig 2 “HX1” and “HX2”) the following equations have to be fulfilled:

$$\dot{Q}_{HX1} = W_{S,o} \cdot (T_R - T_{S,o}) = W_{G,i} \cdot (T_{G,R,i} - T_{G,i}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{HX2} = W_{S,i} \cdot (T_{S,R,i} - T_{S,i}) = W_{G,o} \cdot (T_R - T_{G,o}) \quad (13)$$

The unknown temperatures can be calculated according to the following equations:

$$T_{S,o} = T_R - \frac{W_{min1}}{W_{S,o}} \cdot (T_R - T_{G,i}) \quad (14)$$

$$T_{G,R,i} = T_{G,i} + \frac{W_{min1}}{W_{S,i}} \cdot (T_R - T_{S,i}) \quad \text{with } W_{min1} = \min(W_{S,o}, W_{G,i}) \quad (15)$$

$$T_{S,R,i} = T_{S,i} + \frac{W_{min2}}{W_{S,i}} \cdot (T_R - T_{S,i}) \quad (16)$$

$$T_{G,o} = T_R - \frac{W_{min2}}{W_{G,o}} \cdot (T_R - T_{S,i}) \quad \text{with } W_{min2} = \min(W_{S,i}, W_{G,o}) \quad (17)$$

The energy and mass balance are then solved by using the water content of the humid air outlet $x_{G,o}$ as independent variable. For a given air outlet water content $x_{G,o}$ equations 7 and 11 are solved. By using a non-linear solver $x_{G,o}$ is varied in such a way that the equilibrium defined by equation 9 is satisfied at least at one reactor boundary (inlet “1” and / or outlet “2” in Fig. 2).

3.2.3. Verification of the reactor model

To verify the developed TRNSYS reactor model, a test rig was built up. The test rig consists of a reactor with a volume of 24 l and a material reservoir with a volume of 100 l. Zeolite 4A beads were used as sorption material. By comparison of measured and simulated temperatures and transferred power of the air to water heat exchanger it was shown that the simulated results are in good agreement with the measured data [12]. For the study performed here it was assumed that silica gel and zeolite 13 XBF behaves similar in terms of heat transfer and reaction kinetics as zeolite 4A. This assumption seems reasonable because it is the same type of pelleted material with similar heat capacity and heat conduction characteristics.

4. System simulations

Simulation of the thermal behavior of combined solar domestic and hot water systems have been performed with TRNSYS for the described open and a closed storage concept using similar boundary conditions. Thus the two storage concepts can be directly compared in their thermal performance. In the first part of this chapter, the boundary conditions are described. In the second part, the thermal performance simulation results of the systems are shown and discussed.

4.1. Boundary conditions

All simulations were done for the location Zürich (Switzerland), using the weather data provided by IEA SHC Task 32. During this task, different houses have been created (respectively updated from the work of the former IEA SHC Task 26). For the simulations a building with a specific heat demand of 30 kWh/(m² a) was used. Further details related to the building can be found in Hadorn [13]. The Task 26/32 [15] hot water draw-off profile was used with 200 l/d at a temperature of 45°C.

As hot water store to cover the peak heat demand e.g. during hot water draw offs, two different types of stores have been used (see also chapter 2.1 and 2.2). The open storage concept uses a combistore with a total volume of 900 l whereas the closed storage concept uses a DHW-store with a size of 400 l

As thermochemical storage material silica gel (Grace 127B) and a binder free zeolite from Chemiewerke Bad Köstritz (13 XBF (CWK)) were used. The data characterizing the water vapor absorption behavior (isotherms) was obtained by [16] and [17-18]. These isotherms can be used to create the characteristic curve as done for the closed storage concept, or it can be directly fed in form of a data table to the model as done for the open storage concept model.

The collector used for the simulations is an evacuated tube collector (ETC) of the company Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG (type Azzuro star). All simulations were performed with a collector tilt angle of 45° and oriented south. For the open storage concept a constant collector set temperature as desorption temperature of 180 °C is required, to ensure always the same water content of the material leaving the reactor during summer operation. In the closed storage concept, the achieved collector and sorption storage temperature depends only on the size of the collector array.

As low temperature heat source of the closed storage concept, it was assumed that in winter time a constant evaporation temperature for the adsorption process of 5 °C can be used. The maximum power for evaporation was

set to 5 kW. For the desorption process in summer time, a constant condensation temperature of 30 °C was assumed. The maximum power for condensation was set to 2.5 kW. The heating loads (respectively cooling loads) could be achieved for instance by using a borehole heat exchanger and the ground as heat source or heat sink respectively.

For the closed storage concept, an important parameter is the quality of the thermal insulation of the sorption heat store. The reason is that in addition to the sorption process, the system uses the sensible heat stored in the sorption material. A very good insulation material was used for the simulations performed for this study. A UA-value of UA = 4.6 W/K (5 t TCM) and UA = 5.8 W/K (10 t TCM) respectively, which is close to the one of vacuum insulation panels were chosen. In contrast, the open storage concept does not make use of the sensible heat that is in principle available from the sorption material. No thermal insulation is used at the material reservoir of the open storage concept.

As a reference, simulations have been performed for a standard solar combisystem with a typical combistore using water as storage medium as defined within IEA-SHC Task 32 (reference solar combisystem) [19]. The size of the water store was chosen in such a way that the storage volume was approximately equal to the sum of the volume of the sorption material and the additional water store being part of the entire sorption systems.

In order to assess the simulation results of the different systems the fractional thermal energy savings ($f_{sav,therm}$, see equation (18)) as defined according to Weiss et al. [20] are used, with the total heat demand of the building Q_d , the heat supplied by the boiler Q_{boiler} and the heat losses of the hot water store of the reference system $Q_{loss,ref}$. For a single family house $Q_{loss,ref}$ is 644 kWh/a.

$$f_{sav,therm} = 1 - \frac{Q_{boiler}}{Q_d + Q_{loss,ref}} \tag{18}$$

4.2. Simulation results of the open and closed system

In Fig 3, $f_{sav,therm}$ is plotted as a function of the collector area for three different storage materials (water, silica gel (SG) and zeolite 13 XBF (13 XBF)) and two different storage sizes. For the open storage concept, a desorption temperature of $T_{des} = 110$ °C was used for silica gel, and a desorption temperature of $T_{des} = 180$ °C for zeolite 13 XBF. The open storage concept simulation result is always one point. This is due to fact that the open storage concept is dimensioned in such a way, that the collector array is set to a size allowing for a complete regeneration of the storage material at a fixed desorption temperature during summer. At the same time stagnation of the system is minimized to zero. For a better comparison the closed storage concepts $f_{sav,therm}$ are shown at similar TCES dimensions, respectively the same collector area and amount of storage material.

For the closed storage concept the simulations performed for silica gel show slightly better results than for the water based system. However, the system with zeolite 13 XBF is significantly better and reaches fractional thermal energy savings close to 100% at moderate collector areas and store sizes. The water load range of zeolite 13 XBF is in the range of $x_s = 8$ to 12 % depending on the collector area (desorbed), up to $x_s = 30$ % (fully adsorbed).

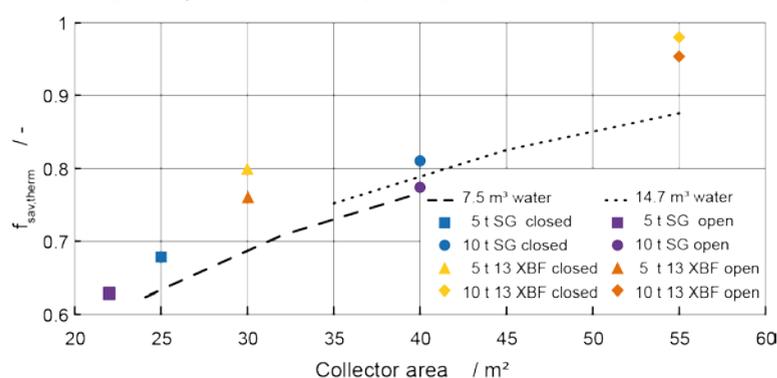


Fig. 3. Fractional thermal energy savings as a function of the collector area for three different storage materials (zeolite 13XBF, silica gel Grace 127 B (SG) and water) and two different storage sizes each. All simulations were done for evacuated tube collectors

For the open storage concept the simulation results regarding silica gel are rather similar to the simulation results of the closed storage concept, thus similar to the water store systems. The simulation results of zeolite 13 XBF are for both storage concepts significantly better. Comparing the open and closed storage concept, the fractional thermal energy savings obtained are again, for the same amount of storage material, close to each other. The water load range of zeolite 13 XBF starts at a water load of $x_s \approx 4$ % (desorbed) to a water load of $x_s = 30$ % (adsorbed at $T_{des} = 180$ °C).

However, the fractional thermal energy savings of the open storage concept are for all investigated configurations approximately 4 %-points lower compared with the fractional thermal energy savings of the closed storage concept. This effect is due to two reasons. First, the sensible heat stored in the TCES cannot be used in the open system whereas the closed system is using the TCES material store as a chemical and a sensible heat store. Second, the uncertainties of the closed concept model are higher and more ideal. Thus it can be stated, that the results are in general similar within the uncertainty range of the results obtained by the TRNSYS simulations.

5. Conclusion

To show the main differences in operation and system behaviour the configurations using the TCM zeolite 13 XBF are used. The different sorption behavior is shown in Fig 4. Plotted is the adsorbed material mass (adsorbed material reservoir, open storage concept, red line, left axis) over time and the water content within the sorption storage material of the closed systems (closed storage concept, blue line, right axis) over time respectively.

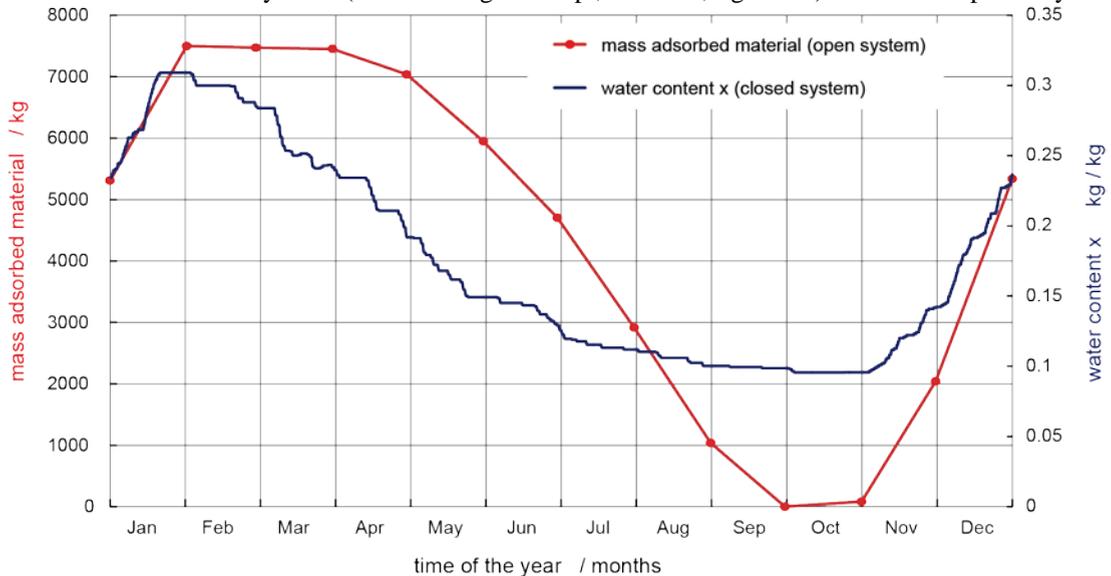


Fig. 4. Mass inside the reservoir for adsorbed material of an open storage concept (red and left axis) in comparison with the water content of the storage material of a closed storage concept (blue and right axis). The TCES material is zeolite 13 XBF.

The differences within the open and closed storage concept can be summarized by the following points:

- In the CLOSED storage concept a big part of the desorption process is taking place already in the spring
- In the OPEN storage concept desorption can only take place as soon as 180°C is reached by the solar collectors. This high temperature is already reached for several hours at the end of March. However the majority of the desorption process takes place in the summer months. This has the advantage that the collector array does not require a high tilt angle for high solar thermal fractions, as the store is charged mainly during summer time. This effect emphasizes the seasonal energy storage principle as the energy from summer is stored for winter.
- The CLOSED storage concept shows major heat losses from the sorption store. Therefore, very good thermal insulation of the material store is necessary in order to make use of the sensible heat storage capacity of the TCES store.
- The OPEN storage concept has heat losses due to hot air leaving the reactor during desorption and due to hot and dry material that cools down to ambient conditions in the material reservoir.
- No thermal insulation for the material reservoir is required in the OPEN storage concept.
- Due to the use of an external reactor capacity and power are decoupled in the OPEN storage concept. This leads to very good scaling possibilities of the system concept; in design as well as with regard to the numerical model.

The simulation results of the open and the closed storage concept are similar and much better compared to conventional water stores of the same size. Doubling the storage volume of a water store based system increases the fractional thermal energy savings just slightly (compare Fig 3) as the greatest influence has the size of the collector array.

Looking at the TCES systems using as TCM zeolite 13 XBF a doubling in storage volume increases the fractional thermal energy savings significantly. A complete solar coverage can be achieved with moderate collector array and store sizes.

Acknowledgements

The research activities leading to the results presented in this publication are being funded from the European Union's Seventh Framework Programme (FP7/2007-2013) under grant agreement No295568 and the Austrian Klima- und Energiefonds (KLI.EN-Fonds). The previous work of the project CWS (Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen) was funded by BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, German Federal Ministry of Economics and Technology) under the grant number 0327468B and managed by PtJ (Projekträger Jülich, Project Management Jülich). The MODESTORE project was funded by the European Union's Fifth Framework Programme, the Austrian regional government of Styria and the bmvt (Austrian Federal Ministry of Transport, Innovation and Technology/FFG). The authors gratefully acknowledge this support. The sole responsibility for the content of this document lies with the authors.

References

- [1] Tchernev, D. I. (1978). Solar Energy Application of Natural Zeolites. *NaturalZeolites, Occurrence, Propertiers, Use*, pages 479 - 485
- [2] Meunier, F. (1986). Discussion: "Thermodynamic Analysis of a Solar Zeolite Refrigeration System" (Chang, S. C., and Roux, J. A., 1985, ASME J. Sol. Energy Eng., 107, pp. 189 - 195). *Journal of Solar Energy Engineering*, 3(108):257
- [3] Hauer, A. (2000). heating, cooling and heat storage in open sorption system for residential use. In Duong, D. D., editor, *Adsorption science and technology*, pages 249 - 253
- [4] Tchernev, D. I. (2001). Natural Zeolites in Solar Energy Heating, Cooling, and Energy Storage. *Reviews in Mineralogy and Geochemistry*, (45):589 – 617
- [5] Bertsch, Florian; Mette, Barbara; Asenbeck, Sebastian; Kerskes, Henner; Müller-Steinhagen, Hans (2009): Low temperature chemical heat storage - an investigation of hydration reactions. In: *Effstock 2009*
- [6] Welteroth, J.;Mittelbach, W. (2001): Final Report HYDES Project. Final Report of a Joule III Project, European Commission
- [7] Jähnig, Dagmar; Hausner, Robert; Wagner, Waldemar; Isaksson, Charlotta (2006): Thermo-Chemical Storage for Solar Space Heating in a Single-Family House, *Proceedings of ECOSTOCK conference*, Richard Stockton College, New Jersey, Mai 2006
- [8] Kerskes, Henner, Sommer, Karola, und Müller-Steinhagen, Hans (2007). *MonoSorp – Integrales Konzept zur solarthermischen Gebäudebeheizung mit Sorptionswärmespeicher: Abschlussbericht: Förderkennzeichen BWK 25006*
- [9] Mauran, S., Lahmidi, H., und Goetz, V. (2008). Solar heating and cooling by a thermochemical process. First experiments of a prototype storing 60 kWh by a solid/gas reaction. *Solar Energy*, 82(7):623 - 636
- [10]Kerskes, Henner; Mette, Barbara; Bertsch, Florian; Asenbeck, Sebastian; Drück, Harald (2012): Chemical energy storage using reversible solid/gas-reactions (CWS) – results of the research project: *Energy Procedia (SHC 2012)*, 30, (0), S. 294–304.
- [11]Mette, Barbara; Kerskes, Henner; Drück, Harald (2012): Concepts of long-term thermochemical energy storage for solar thermal applications – Selected examples. *Energy Procedia (SHC 2012)*, 30, (0), S. 321–330
- [12]Kerskes, Henner; Bertsch, Florian; Asenbeck, Sebastian; Mette, Barbara; Drück, Harald (2013): CWS - Verbundvorhaben chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktion. Teilvorhaben Niedertemperatur-Wärmespeicherung. Förderkennzeichen 0327468 B; Final project report
- [13]Hadorn, Jean-Christophe (ed.) (2005): *Thermal energy storage for solar and low energy buildings. State of the art.*
- [14]Duong, D. Do (1998): *Adsorption analysis. Equilibria and kinetics.* London: Imperial College Press.
- [15]Jordan, Ulrike; Vajen, Klaus (2005): DHWcalc. In: *Proceedings of the 2005 ISES Solar World Congress.*
- [16]Mittelbach, Walter. (2000): Calculation table and isotherm data of silica gel (GRACE 127 B) – internal work sheet
- [17]Mette, Barbara (2012): Measurements done at ITW in 2012
- [18]Jänchen J., Schumann K., Thrun E., Brandt A., Unger B., Hellwig U. (2012): Preparation, Hydrothermal Stability, and Storage Properties of Binderless Zeolite Beads - *International Journal of Low-Carbon Technologies*; doi: 10.1093/ijct/cts037
- [19]Heimrath, R.; Haller, M. (2007): The Reference Heating System, the Template Solar System of Task 32, a Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32, Report A2 of Subtask A, May 2007
- [20]Weiss, W. (ed.) (2003): *Solar heating systems for houses – A design handbook for solar combisystems*

2013 ISES Solar World Congress

Energy islands – a possibility for increasing the efficiency of district heating networks?

Dominik Bestenlehner^{a*}, Andrea Stübler^a, Harald Drück^{a,b}

^a*Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT),*

*Research and Testing Centre for Solar Thermal Systems(TZS),
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany*

^b*Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)
Research and Testing Centre for Solar Thermal Systems(TZS)*

University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

Abstract

District heating networks are a common and feasible solution to provide households with heat for space heating and for domestic hot water preparation. The amount of connected buildings to a heating network can count from just a few up to entire residential areas or even townships. Depending on the buildings' standard or due to other technical reasons the thermal losses of the heating network itself can reach remarkable extents. Especially for district heating networks in combination with low-energy single family houses these thermal losses can be in the range of 20 % to 40 % of conventional district heating networks.

One innovative solution to overcome this problem and to increase the overall efficiency of district heating systems is the implementation of so-called energy islands.

Within the framework of the German project KREIS (Linking sustainable energy generation to urban wastewater engineering) a residential area with roughly 700 housing units will be newly built in the "Jenfelder Au" in Hamburg, Germany. In this context SWT develops an innovative energy concept with a holistic approach for the entire area. This concept is based on the combination of an innovative energy supply system (solar thermal collectors together with combined heat and power (CHP) plants and ground water heat pumps) with an innovative drainage system. In order to balance differences in heat production and heat demand a short term thermal energy store is part of the system. The heat is distributed via a district heating network. Since black and grey water is collected separately, a further waste processing of black water is foreseen. Black water and additional bio waste is dissipated in an anaerobic fermentation to biogas and hence allows for an energy recovery in the CHP plant.

The heating central with the CHP plant and the thermal energy store is not located in the very centre of the residential area. Therefore, connecting every single household and especially the ones located far away from the heating central would result in a relative long district heating network with the mentioned negative side-effects of high heat losses.

By combining ten to 50 housing units of the farther located houses to one energy island the total length of the district heating network could be decreased remarkably and so the thermal losses of the network. Heat for the energy island

* Corresponding author. Dominik Bestenlehner Tel.: +49-711-685-60155; fax: +49-711-685-50155.
E-mail address: bestenlehner@swt-stuttgart.de.

is then provided by means of decentralized heat sources such as solar thermal collectors, wood boilers or groundwater heat pumps.

© 2013 The Authors. Published by Elsevier Ltd.
Selection and/or peer-review under responsibility of ISES

Keywords: heating network, energy island, solar district heating

1. Introduction

The acronym KREIS stands for the “combination of renewable generation of energy with innovative urban drainage”. Keeping up with the motto “Supplying by disposing” in a holistic way, sustainable and ecological solutions for districts are developed in order to combine supply tasks in the energy field with disposal tasks for waste and waste water. In this context Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT) develops energy concepts for roughly 700 accommodation units (AU) for the planned district “Jenfelder Au” in Hamburg (Germany). A maximum share of the energy demand of the district shall be supplied by renewable energy sources like solar energy, heat production from groundwater and by biomass. With the new district, the so-called Hamburg Water Cycle® will be implemented on a large scale for the first time. By a separate detection, treatment and recycling of black water, gray water and rain water an efficient and ecological way of wastewater disposal will be combined with the energy supply of the district. Black water will be collected by vacuum toilets combined with a low pressure sewerage system. In an anaerobic black water treatment plant it shall be transformed to biogas together with further, primary on-site accruing biomasses. Using combined heat and power, electricity and heat will be generated.

This report compares and discusses two concepts for heat supply: A conventional district heating network and an innovative concept based on so-called energy islands.

2. Analyzed heat supply concepts

In a conventional district heating network (Figure 1, concept 1) the heat generated by several heat sources is stored in a central thermal energy store. Every building of the supplied district is connected to this thermal energy store by pipes and provided with heat from this store.

The district that is investigated by the researches of this paper consists of the two zones A and B. The corresponding pipe lengths for supplying the buildings of each zone with heat are specified in chapter 4.

The additional pipe length (flow and return) required for concept 1 for the connection of the heat supply of zone B to the district heating network of zone A will be referred as “z”.

An increasing distance between heat sources and buildings causes an increase in pipe heat losses and therefore in a decrease in the efficiency of the district heating network. Especially in housing areas with energy-efficient buildings heat losses of the district heating network makes up a large part of the useful heat. This might lead to suchlike networks being considered unattractive according to energetic and economical aspects.

In this study, a mainly independent heat supply of a separated group of buildings (zone B) of the district is carried out. The resulting shorter pipes lead to less heat losses and therefore to energetic advantages.

An alternative, innovative potential for energy supply of districts is represented by the realization of so-called energy islands (Figure 2, concept 2).

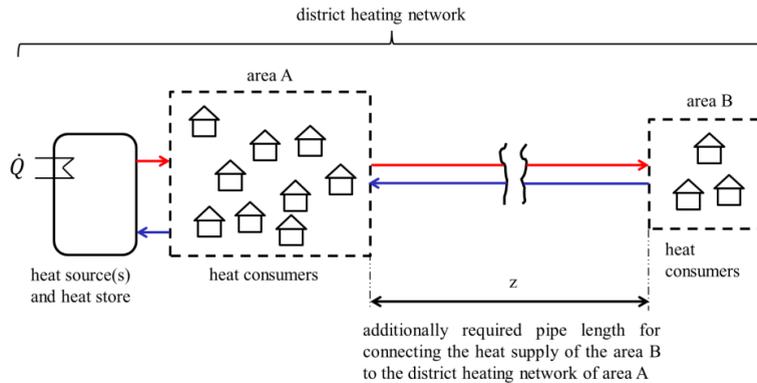


Figure 1: Principle of heat supply by a conventional district heating network (concept 1)

However, the smaller size of the district heating network of the energy island and the reduced number of AU connected to the district heating network might also lead to disadvantages: Peaks in thermal load and heat generation cannot be compensated so that the heat generators and/or the thermal energy stores have to be dimensioned larger. As a result, investment costs rise and the number of operating hours of the heat generator decrease. This might lead to a decrease in economy. A reliable analysis is complex and requires a detailed depiction of the concept for the heat supply in a simulation model. For simulation of the dynamic behavior of the supply concepts the software TRNSYS in version 17 is used.

In order to identify the thermal behavior as realistic as possible, all components that contribute to the energy supply, respectively all heat sources and heat consumers are implemented.

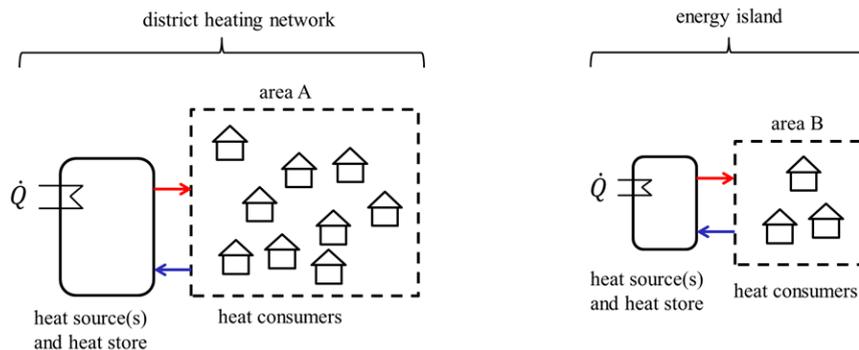


Figure 2: Principle of heat supply by energy islands (concept 2)

3. Simulation of the user behavior

The realistic depiction of the user behavior concerning energetic aspects requires the implementation of three appropriate load profiles:

- The load profile for hot water preparation (temperature and mass flow rate)
- The load profile for space heating (flow and return temperature and mass flow rate)
- A further load profile for electricity demand

3.1. Hot water preparation

The load profile for the domestic hot water preparation (DHW) of one AU is generally characterized by distinctive peak loads during the morning, midday and evening hours [1]. An increasing size of AU results in an increasing temporal scatter of the individual peak loads and therefore a decrease of the maximum required overall power. The influence of this simultaneity effect on the dynamic of the required thermal power is analyzed and explained below. In this paper the definition for the “simultaneity factor” is as follows [2]:

$$\frac{\sum (\quad)}{\Sigma} \quad \text{Eq 1}$$

with:

- GLF ... simultaneity factor [-]
- $P_i(t_{\max})$... consumed thermal power of the customer i at time t_{\max} of the maximum power requirement [kW]
- $P_{N,i}$... rated power of the customer i [kW]
- n ... number of AU, considered as a group [-]

As a basis load profile for the analysis of the influence of the simultaneity serves the tapping profile specified in [1], which contains different tapping cycles at different temperatures and mass flow rates of a typical household distributed over the day. The trend of the required thermal power of one day is shown in figure 3 under “n = 1” (corresponding to one AU). This profile will be modified by taking into account the simultaneity effect.

According to M. Gaderer the following numerical equation is valid for the evaluation of the simultaneity factor for domestic hot water preparation [3]:

$$\text{Eq 2}$$

with:

- $GLF_{TW}(n)$... simultaneity factor domestic hot water [-]
- n ... number of AU, considered as a group [-]

For the depiction of a modified load profile respecting the simultaneity effect, modified curves of tapping temperature and tapping mass flow rates are required. For this purpose the Gaussian distribution in relation to the number of AU is set up for every tapping cycle, thus for the achievement of the simultaneity factor determined by the equation above (Eq. 2). Table 1 shows the maximum required thermal power depending on the number of AU resulting from the overlaying of all Gaussian distributions. Figure 3 shows graphically the specific thermal heat demand per AU in the course of a day.

Table 1: Maximum required specific thermal power for hot water preparation per AU depending on the number of AU

Number of AU (n)	1	5	10	20	30	40	50	100	200	800
Maximum thermal power for DHW preparation per AU [kW]	14.7	5.6	3.8	2.7	2.2	1.9	1.7	1.2	0.9	0.6

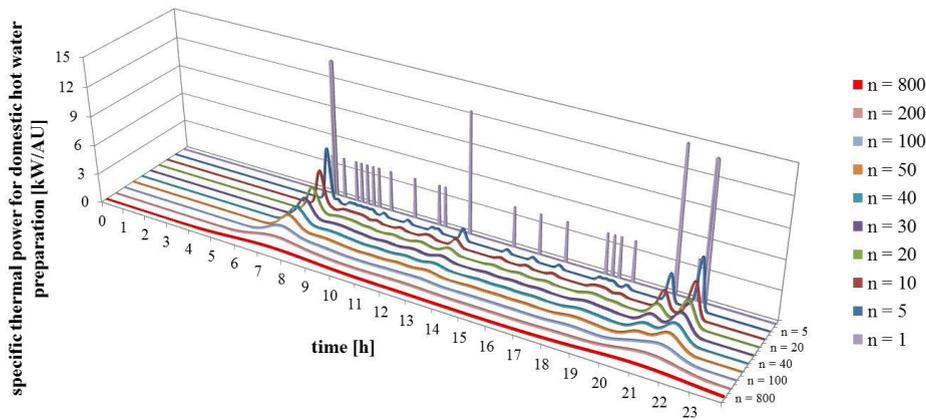


Figure 3: Domestic hot water load profiles over 24 hours depending on the number of AU (n)

3.2. Space heating

The simulation of the energy demand for space heating of the complete district is based on the simulation of the following for building types:

- Single-family mid-terrace house (128 m² heated area, 3 residents)
- Single-family end-terrace house (128 m² heated area, 3 residents)
- Multi-family mid-terrace house (344 m² heated area, 15 residents)
- Multi-family end-terrace house (344 m² heated area, 15 residents)

According to the planned number in each considered area of the district, load profiles of these four building types are weighted and thus combined to an overall heat load profile.

Investigations of M. Gaderer have revealed that for energy-efficient buildings with a specific heat demand of less than about 70 kWh/(m²·a) the factor of simultaneity for the heat demand is 1, regardless of the number of the connected AU [3]. The reasons for this are the high thermal mass of the building envelope, as well as the good thermal insulation. Therefore the simultaneity factor is not taken into account in the load profiles for space heating demand.

3.3. Electricity demand

The simulation of the household electricity demand is based on a typical household electricity load profile of the VDEW (Verband der Elektrizitätswirtschaft) [4] that was translated to an annual consumption of 4350 kWh according to [5] under the assumption of three residents per AU. The simulation uses the load profile shown in figure 4. It was generated on the basis of mean values over 15 minutes, using measured values of several households. Therefore simultaneity effects were already been included. Additionally, deviations in the electricity demand are considered due to both daily and seasonal fluctuations.

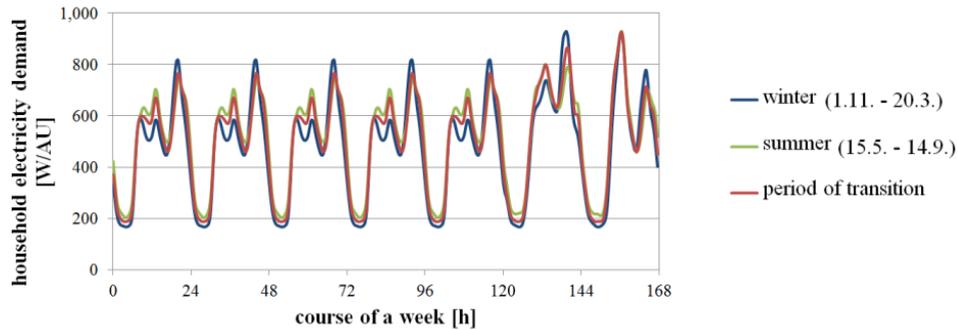


Figure 4: Typical load profile for the electricity demand of one AU with three residents 0, 0

4. Specifications and system technology of the heat supply concepts

Table 2 presents the detailed specifications of the district, as well as the system technology of the examined concepts. In case of concept 2, two different sizes of the energy island are considered. Concept 2.1 takes an energy island with 10 AU into account, concept 2.2 an energy island with 50 AU. In conformity with [6] and with the assumption that heat transfer stations for each flat are installed instead for each house, the following pipe lengths result: 18 m per AU (both, flow and return) for the heat supply of single family houses and 10 m per AU of multi-family houses.

To dimension the size of the solar thermal collector field in the simulation, it is assumed to use the entire available roof surface in the district. Further it is supposed that all roofs are flat roofs. Granted that a mutual shading does not occur at any time, for each house (single and multi-family) results a south oriented collector area of 19.3 m², tilted with 60°. The dimensioning of the thermal energy store is directly related to the collector area with 100 L store volume per m² collector area. Concerning the heat generation by a groundwater heat pump, the research of this paper assumes a groundwater flow rate of 50 m³/h and a temperature decrease from 10 °C to 5 °C. The operation period of the heat pump is only in from October to April. To consider a broad range of applications, the pipe length z to connect the zone B to the district heating network of zone A (see fig. 1) is varied between 0 m and 10 000 m. An increasing pipe length z leads to an increase of pipe heat losses. In order to compensate the temperature drop of the flow line caused by these pipe heat losses, a higher flow temperature is required. For this, the minimum standby-temperature in the thermal energy store is adapted to the pipe length. In accordance with [7] a temperature gradient of 0.5 K per 1 000 m pipe length is assumed.

A punctual heat sink represents simplified all heat consumers (domestic hot water preparation and space heating) in the simulation. Consequential, the pipe length of the simulated district heating network was adjusted accordingly.

Table 2: Specifications and systems technology of the analyzed concepts

Specifications district	Concept 1	Concept 2.1		Concept 2.2	
	Conventional district heating network	District heating network (area A)	District heating network (area B)	District heating network (area A)	District heating network (area B)
Number of AU	709	699	10	659	50
Number of residents per AU	3	3	3	3	3
Number of AU in single-family-houses (row house and double houses)	389 (54.9 %)	384 (54.9 %)	5 (50 %)	359 (54.5 %)	30 (0.6 %)
Number of AU in multi-family houses	320 (45.1%)	315 (45.1 %)	5 (50 %)	300 (45.5 %)	20 (0.4 %)
Pipe length of the total district heating network	10 202 m + z	10 062 m	140 m	9 462 m	740 m
Specifications System technology					
Solar Collector area (vacuum tube collectors)	9 004 m ²	8 885 m ²	119 m ²	8 332 m ²	672 m ²
2 micro gas turbines (each 65 kW _{el} und 120 kW _{th})	X	X	-	X	-
Groundwater heat pump with graywater heat recovery	X	X	-	X	-
Auxiliary heater	X	X	X	X	X
Volume of the thermal energy store	900 m ³	889 m ³	12 m ³	833 m ³	67 m ³
Standby-temperature of the thermal energy store	Depending from z	60.5 °C	55.5 °C	60 °C	55.5 °C

5. Simulation results

Numerous different factors influence the efficiency of the total heating system in a wide range. Therefore in a first step the heat distribution and the heat generation of investigated concepts are analyzed and evaluated separately. Only in a second step, an overall evaluation by means of more general assessment criterions is carried out.

5.1. Heat distribution

Depending on the district structure and length of the pipes, the implementation of an energy island can remarkably reduce the required pipe length and result in also reduced pipe heat losses. A focus on the evaluation of the energy efficiency of the heat distribution network was set on the pipe heat losses. Therefore, the value relative pipe heat losses $r_{p,loss}$ is introduced, *Eq 3*

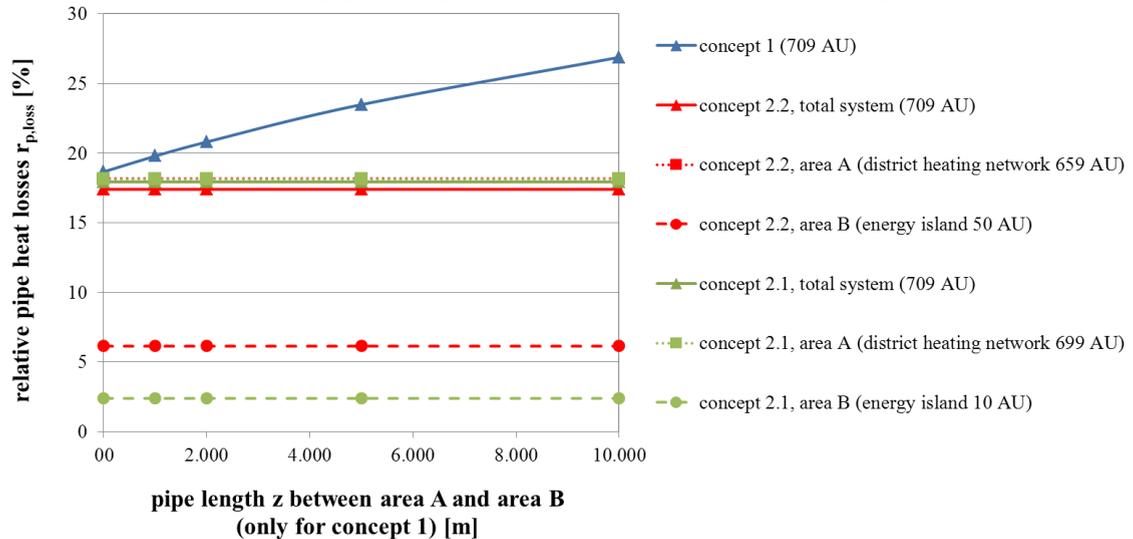
with:

$Q_{p,loss}$... pipe heat losses [kWh/a]

Q_{tot} ... total heat taken from the thermal energy store [kWh/a]

Figure 5 shows the ratio between the pipe heat losses and the total heat taken from the thermal energy store in dependency of the pipe length between area A and B (only for concept 1). In concept 2, area A and B are supplied from different thermal energy stores. Hence, there is no piping between those areas.

Figure 5 indicates, that an increasing size of the building group is related to a clear increase of the relative pipe heat losses. The energy island with 10 AU (concept 2.1) features for instance very low relative pipe heat losses of 2.5 %, however the huge district heating network with 699 AU (concept 2.1) features significantly higher pipe heat losses of about 18 %. The main reason for this is the increase of the pipe surface due to the larger dimensioning of the pipes as a consequence of the higher heat demand. Moreover, with an increasing pipe length z between the areas A and B the pipe heat losses is are



increasing.

Figure 5: Relative pipe heat losses for the considered heat supply concepts

5.2. Heat consumption and heat generating: Dimensioning of the auxiliary heaters

In this section it is shown how the simultaneity effect influences the dimensioning of the auxiliary heater, which is described in chapter 3. Several different influences are considered, which are illustrated in Figure 6. Further this figure clarifies the system boundaries.

- At first, the maximum required thermal power for hot water preparation and space heating must be determined. According to chapter 3, the simultaneity effect of hot water preparation has a remarkable influence.
- Also the pipe heat losses have an influence on the required thermal power of the auxiliary heaters. The additional thermal power to compensate the pipe heat losses is added to the required power for hot water preparation and for space heating.
- Finally, the volume of the thermal energy store has to be considered. This volume influences mainly the required size of the additional (auxiliary) heater in combination with the maximum extracted thermal power and heat from the thermal energy store.

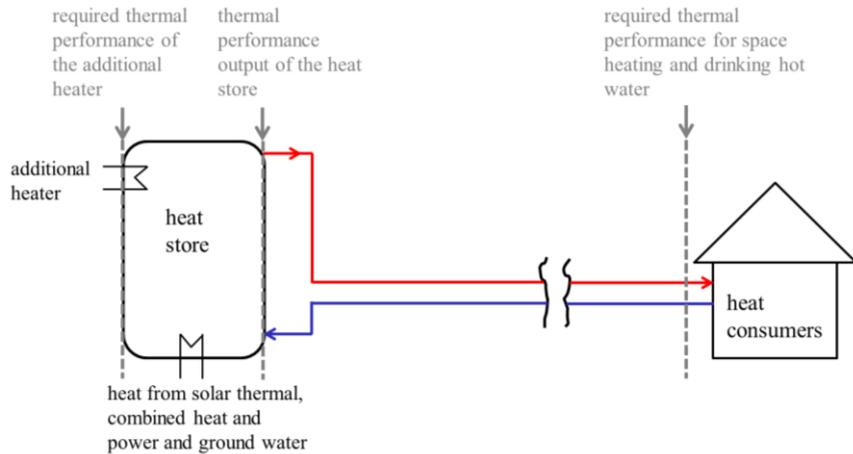


Figure 6: System boundaries used in the dimensioning of the auxiliary heater

Figure 7 shows the maximum required thermal power of the auxiliary heater per AU.

An increasing size of buildings results in a significant reduction of the maximum required thermal power per AU. Hence, the simultaneity effect balances the required thermal power. Energy islands with a low number of AU (10 AU at concept 2.1 or 50 AU at concept 2.2) have the highest demand on thermal power. Due to the small size of the energy island the higher thermal power does not influence significantly the total thermal power of the overall heating network (area A + B in concept 2.1 and 2.2).

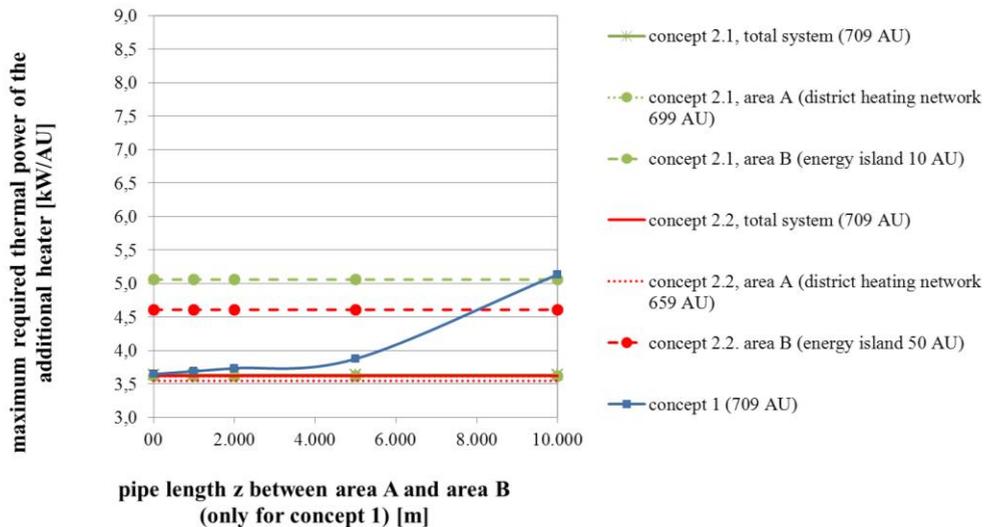


Figure 7: Maximum required thermal power of the auxiliary heater per AU

Increasing the pipe length z causes an increase of the maximum required power of the auxiliary heater as a consequence of the pipe heat losses.

Rising the maximum required thermal power of the auxiliary heater is attended by the disadvantage that the heater needs to be dimensioned larger. This results in a lower number of operating hours, higher investment costs and reduced economy.

5.3. Total assessment

In order to assess the total energy efficiency of the different heat supply concepts, the following evaluation parameters are used:

- the additional amount of thermal end electrical energy which cannot be covered by district heating network itself (additional non-renewable energy demand)
- the resulting primary energy demand.

Concerning the thermal part, the additional energy demand contains the heat demand (hot water preparation and space heating), which cannot be provided by solar thermal collectors, by combined heat and power and by heat pumps. Concerning the electrical part, the additional energy demand contains the demand of electrical energy (for households and heat pump), which cannot be covered by combined heat and power.

The primary energy demand is determined by using the primary energy factors specified in 0 (oil and natural gas: 1.1; electric power: 2.6). For the primary energy factor of the auxiliary heater (additional non-renewable energy demand) the value of oil /natural gas is used.

Figure 8 shows that, for concept 1, increasing the pipe length z causes an increase of the additionally required heat. This has to be covered by the auxiliary heater and hence, raises the primary energy demand. In concepts 2.1 and 2.2, the missing pipes between the districts A and B result in reduced pipe heat losses and so in the amount of energy to be delivered by the auxiliary heater.

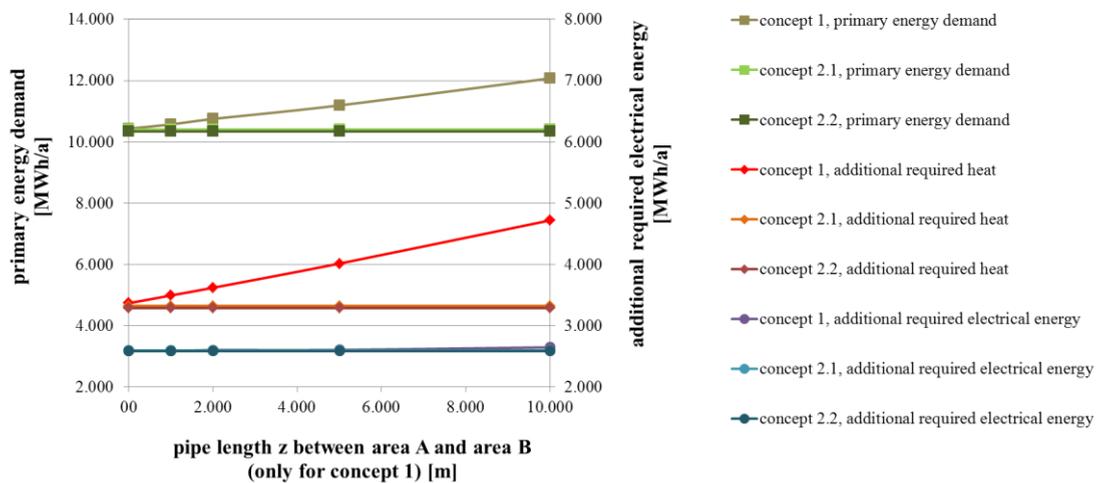


Figure 8: Required additional energy and primary energy demand for different heat supply concepts

Furthermore, the results of the simulations show that the realization of an energy island of 10 to 50 AU is profitable concerning energetic aspects. Even with very low pipe lengths z or rather a very low distance between the district heating network and the separated group of buildings in concepts 2.1 and 2.2 the energy island is an optimized solution. The additional thermal energy store required for the energy island leads to further heat losses. But regarding the total district, these heat losses are not relevant, because of the low volume of the thermal energy store.

6. Summary

In this paper, the energy efficiency of energy islands integrated in district heating network were

compared to conventional district heating networks. As a basis for the simulation model, the specifications shown in Table 2 were used.

Due to the complexity of the overall system, the energetic evaluation of the concepts was carried out separately for heat distributing, heat consumption and heat generation. Afterwards, a total evaluation was carried out.

The results of the simulations showed, that an increasing size of the energy island, respectively the group of buildings, is associated with a noticeable increase of pipe heat losses. The main reason for this is the larger pipe surface due to the bigger pipe diameter. Moreover it could be shown, that increasing the distance between the district heating network and the separated group of buildings of concept 2.1 and 2.2 leads to an increase of the pipe heat losses at the conventional district heating network (concept 1). It was shown that increasing the group of buildings in an energy island causes a reduction of the peak load heat demand (simultaneity effect).

Furthermore, the results of the simulations show that the realization of an energy island of 10 to 50 AU is profitable concerning energetic aspects. Even with very low distances between the district heating network and the separated group of buildings in concepts 2.1 and 2.2 the energy island is an optimized solution. With an increasing distance, the pipe heat losses, the heat demand of the auxiliary heater and the primary energy demand increase in the conventional district heating network.

It is foreseen to implement and monitor detailed the promising approach “energy island” in the district heating network “Jenfelder Au”, Hamburg during the further progress of the project

Acknowledgement:

The project KREIS and the activities described in this paper have been supported by the Federal ministry of education and research under the grant agreement n° FKZ 033 L047 D. The authors gratefully acknowledge this support and carry the full responsibility for the content of this publication.

References

- [1] Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for space heaters and combination heaters, Water heating load profile M, European Commission, 2012
- [2] Untersuchung der Gleichzeitigkeit in kleinen und mittleren Nahwärmenetzen, Walter Winter, Thomas Haslauer, Ingwald Obernberger, Institut für Grundlagen der Verfahrenstechnik und Anlagentechnik der TU Graz und Ingenieurbüro BIOS in Graz, Euroheat & Power, 09&10/2001; ISSN 0949-166X, 2001
- [3] Wärmeversorgung mit fester Biomasse bei kleiner Leistung, Matthias Gaderer, Dissertation, Lehrstuhl für Energiesysteme, TU München, 2007
- [4] Standardlastprofil „Haushaltskundenanlagen“ des VDEW (Verband der Elektrizitätswirtschaft), C. Fünfgeld, BTU Cottbus - Lehrstuhl Energiewirtschaft/ Oktober 1999, Internet: [http://www.energiesdienst-netze.de/cms/netznutzung/last profile-verlust_energie/lastprofile-temperaturtabelle.php](http://www.energiesdienst-netze.de/cms/netznutzung/last_profile-verlust_energie/lastprofile-temperaturtabelle.php), accessed on 01.07.2012
- [5] Erhebungen des gewerblichen Vergleichsportals Check 24 im Zeitraum von Juni 2007 bis März 2009 anhand von Anbieterwechseln, zitiert aus Wikipedia: http://de.wikipedia.org/wiki/Bedarf_an_elektrischer_Energie, accessed on 31.07.2012
- [6] Leitfaden Nahwärme, Fraunhofer IRB Verlag, Umsicht-Schriftenreihe, Band 6, Christian Döttsch, Jan Taschenberger, Ingo Schönberg, Fraunhofer UMSICHT, 1998, Internet: http://www.umsicht.fraunhofer.de/content/dam/umsicht/de/documents-/infomaterial/OE800/leitfaden_nahwaerme_komplett.pdf, accessed on 25.02.2013
- [7] Wärmeverluste von Fernwärmenetzen, Stellenwert von Fernwärme/ KWK im EEWärmeG, E.ON Bayern Wärme GmbH, Alexander Wagner, München, Internet: <http://www.fiw-muenchen.de/media/pdf/wtag2012/Vortrag-01-TG.pdf>, accessed on 03.03.2013
- [8] Simulation, Wirtschaftlichkeit und Auslegung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Heißwasser-Wärmespeicher, Stefan Raab, Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2006
- [9] EnEV 2009 - Energieeinsparverordnung für Gebäude, Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden, 2009

PV-Wärme – Zukunftstechnologie oder Unsinn?

Harald Drück, Karola Sommer

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel.: 0711/685-63536, Fax: 0711/685-63503

E-Mail: drueck@itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Im Gegensatz zur solarthermischen Wärmezeugung sind die Preise für die photovoltaische Stromerzeugung insbesondere in den vergangenen beiden Jahren drastisch gesunken. Sollten diese Entwicklungen weiter anhalten, kann erwartet werden, dass zukünftig auch die Erzeugung von Wärme mittels photovoltaisch erzeugtem Strom eine unter ökonomischen Aspekten interessante Option darstellt.

Doch was bedeutet dies für die *klassische* Solarthermie?

Diese Frage wurde für die Erzeugung von solarer Wärme zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung für ein Einfamilienhaus im Auftrag des Bundesverbands Solarwirtschaft (BSW) untersucht. Hierzu wurden für einen repräsentativen Standort (Würzburg) und zwei Wärmedämmstandards (Neubau nach EnEV2009 und Bestand nach WSchVO95) mittels dynamischer Simulationsrechnungen zehn Systemvarianten untersucht, bei denen die verfügbare Dachfläche in unterschiedlichem Umfang für eine solarthermische bzw. photovoltaische Energieerzeugung aufgeteilt wurde.

Im Folgenden werden die für die unterschiedlichen Systemvarianten ermittelten Ergebnisse präsentiert und anhand von primärenergetischen, wirtschaftlichen und ökologischen Aspekten verglichen und bewertet. Die Ergebnisse werden diskutiert und Empfehlungen für zukünftige Entwicklungen abgeleitet.

2. Randbedingungen

2.1 Untersuchte Systeme

Es werden je fünf Systeme zur Trinkwassererwärmung und zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung (sogenannte Kombianlagen) untersucht. Tabelle 1 und Tabelle 2 zeigen eine Übersicht über die definierten Systeme.

Für die Kombianlagen wird ein Gas-Brennwertkessel als Referenzsystem (K-Ref) eingesetzt. Da Gas-Brennwertkessel zur ausschließlichen Trinkwassererwärmung in Einfamilienhäusern unüblich sind, wird bei den Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung statt dessen ein Gas-Durchlauferhitzer als Bestandteil der Referenzanlage (TW-Ref) verwendet. Das System TW-PV1 ist mit einem elektrischen Durchlauferhitzer für die Nachheizung ausgestattet.

		TW-Ref	TW-PV1EI	TW-PV1Gas	TW-ST1	TW-PV2	TW-ST2
Stromerzeugg.	-	-	PV	PV	PV	PV	PV
Wärmeerzeugg. solar	-	-	PV + el. Heizstab	PV + el. Heizstab	ST	PV-Deckung WP-Strom	PV-Deckung des WP-Stroms + ST
Wärmeerzeugg. Nachheizung	-	Gas-DLE	el. DLE	Gas-DLE	Gas-DLE	Luft/Wasser-WP	Luft/Wasser-WP
PV-Fläche	m ²	0,00	30,00	30,00	25,34	30,00	25,34
ST-Fläche	m ²	0,00	0,00	0,00	4,66	0,00	4,66

 Tabelle 1: Daten der fünf untersuchten Trinkwarmwassersysteme¹

		K-Ref	K-PV1EI	K-PV1Gas	K-ST1	K-PV2	K-ST2
Stromerzeugg.	-	-	PV	PV	PV	PV	PV
Wärmeerzeugg. solar	-	-	PV + el. Heizstab	PV + el. Heizstab	ST	PV-Deckung WP-Strom	PV-Deckung des WP-Stroms + ST
Wärmeerzeugg. Nachheizung	-	GasBW	el. Heizstab	GasBW	GasBW	Luft/Wasser-WP	Luft/Wasser-WP
PV-Fläche	m ²	0,00	55,00	55,00	41,00	55,00	41,00
ST-Fläche	m ²	0,00	0,00	0,00	14,00	0,00	14,00

 Tabelle 2: Daten der fünf untersuchten Anlagen zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung¹

Die Nutzung des PV-Ertrags in den Simulationen erfolgt mit folgender Priorität: Vorrangig wird er zur Deckung des Haushalts- und Hilfsstrombedarfs genutzt, anschließend zur Deckung des Wärmebedarfs via Elektroheizstab bzw. Wärmepumpe. Der dann noch verfügbare Strom wird in das Netz eingespeist.

Für den Wärmepumpenbetrieb werden folgende Sperrzeiten angenommen: werktags von 10:45 bis 12:15 und 17:30 bis 19:00.

Im Folgenden werden die betrachteten Systeme kurz beschrieben:

TW-PV1EI: Photovoltaische Vorwärmung eines Trinkwasserspeichers mit einem Volumen von 300 Litern (bis max. 55°C) mittels eines elektrischen Heizstabs. Die Nachheizung erfolgt über einen elektrischen Durchlauferhitzer (DLE). Bei zeitgleichem Betrieb der PV-Anlage und des DLE wird der PV-Ertrag der Wärmeerzeugung angerechnet.

TW-PV1Gas: wie TW-PV1EI, jedoch erfolgt die Nachheizung mit einem Gas-DLE.

TW-ST1: Solarthermische Vorwärmung eines Trinkwasserspeichers mit einem Volumen von 300 Litern. Die Nachheizung erfolgt mit einem Gas-Durchlauferhitzer.

¹ ST: Solarthermie, DLE: Durchlauferhitzer, WP: Wärmepumpe, BW: Brennwertkessel

TW-PV2: Luft/Wasser Wärmepumpe zur Trinkwassererwärmung in Kombination mit Speicher mit einem Volumen von 200 l. Es handelt sich um ein marktübliches System ohne Solarregler, d.h. eine photovoltaische Wärmeerzeugung ist nur vorhanden, wenn ein PV-Ertrag zeitgleich zum Betrieb der Wärmepumpe vorliegt.

TW-ST2: Der Trinkwasserspeicher (300 l) wird solarthermisch bzw. mit der Luft/Wasser-Wärmepumpe beheizt. Wie bei TW-PV2 trägt die PV-Anlage nur dann zur Wärmeerzeugung bei, wenn ein PV-Ertrag zeitgleich zum Betrieb der Wärmepumpe auftritt.

K-PV1EI: Das System Kombi-PV1 besteht aus einem Kombispeicher (Volumen 900 l) mit drei über die Speicherhöhe verteilten elektrischen Heizstäben. Der obere dient der Erwärmung des Trinkwasserbereitschaftsvolumens, der mittlere der Erwärmung des Volumens für die Raumheizung und der untere dem Einbringen des zur Verfügung stehenden PV-Ertrags bis zu einer Temperatur von 80°C. Die Niedertarifzeit (22:00 bis 6:00) wird zum Vorheizen des Trinkwasserteils auf 58 °C und des Raumheizungsteils auf 40°C genutzt. Die Nutzung des PV-Ertrags erfolgt einerseits über die Deckung des Strombedarfs der oberen Heizstäbe bei vorliegender Wärmenachfrage, andererseits über die Erwärmung des gesamten Speicherwasservolumens bei ausreichendem Solarenergieangebot.

K-PV1Gas: Wie K-PV1EI, aber die Nachheizung für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung erfolgt mit einem Gas-Brennwertkessel.

K-ST1: Solarthermische Kombianlage (Speichervolumen 900 l), Nachheizung mit einem Gas-Brennwertkessel.

K-PV2: Kombispeicher (Volumen 400 l); Wärmeerzeugung durch eine Luft/Wasser-Wärmepumpe. Wie bei TW-PV2 trägt die PV-Anlage nur dann zur Wärmeerzeugung bei, wenn ein PV-Ertrag zeitgleich zur Wärmenachfrage vorliegt.

K-ST2: Der Kombispeicher (900 l) wird solarthermisch bzw. mit der Luft/Wasser-Wärmepumpe beheizt. Wie bei TW-PV2 trägt die PV-Anlage nur dann zur Wärmeerzeugung bei, wenn ein PV-Ertrag zeitgleich zum Betrieb der Wärmepumpe vorliegt.

2.2 Annahmen zu den Wärmeerzeugern

Die folgende Tabelle 3 zeigt die angenommenen Nutzungsgrade bzw. Jahresarbeitszahlen der Wärmeerzeuger für die diversen Anwendungsfälle. Da Herstellerunterlagen im allgemeinen keine Messdaten zum dynamischen Verhalten von Wärmepumpen enthalten, diese aber für eine realitätsnahe Ermittlung der Jahresarbeitszahl benötigt werden, wurden im verwendeten Simulationsmodell die Wärmepumpen-Parameter in Anlehnung an die Ergebnisse der Felduntersuchungen des Fraunhofer ISE gewählt [ISE 2010], [ISE 2011], [UBA].

	Einheit	Nutzungsgrad bzw. JAZ
Elektro-Heizstab bzw. -DLE	[-]	0,99
Gas-DLE	[-]	0,75
Gas-BW	[-]	0,85
WP - Warmwasser	[-]	2,22 (2,06) ²
WP - Kombisystem Neubau	[-]	2,70 (2,66)
WP - Kombisystem Bestand	[-]	2,40 (2,32)

Tabelle 3: Nutzungsgrade und Jahresarbeitszahlen der Wärmerezeuger

2.3 Gebäude

Es wird ein Einfamilienhaus (4-Personen-Haushalt) mit einer Wohnfläche von 128 m² betrachtet. Das Satteldach mit einer Dachneigung von 45° hat eine nach Süden ausgerichtete Dachfläche von 55 m². Das Gebäude wird zum einen als Neubau mit einem Wärmedämmstandard in Anlehnung an die EnEV2009³ modelliert, zum anderen als Bestandsgebäude mit einem Heizwärmebedarf nach der WSchVO953. Die Tabelle 4 zeigt die wichtigsten Gebäudedaten.

Bezeichnung	Einheit	Bestand	Neubau
Hüllfläche	[m ²]	362	362
beheiztes Volumen	[m ³]	449	449
Wohnfläche	[m ²]	128	128
Nutzfläche A _N	[m ²]	144	144
Heizwärmebedarf	[kWh/a]	1.1877	9.090
spez. Heizwärmebedarf	[kWh/(m ² a)]	83	63
Trinkwasserwärmebedarf	[kWh/a]	2.941	2.941
spez. Trinkwarmwasserbedarf	[kWh/(m ² a)]	21	21
Gesamtwärmebedarf	[kWh/a]	14.818	12.031
Vor-/Rücklauftemp. Heizung	[°C]	50/30	35/28

Tabelle 4: Daten der beiden Gebäude

Wie aus Tabelle 4 ersichtlich, wird derselbe Trinkwarmwasserbedarf für den Neubau und das Bestandsgebäude angenommen. Dementsprechend wird in den folgenden Berechnungen der Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung nicht zwischen dem Einsatz im Neubau und Bestand unterschieden.

2.4 Trinkwarmwasserbedarf, Haushalts- und Hilfsstrombedarf, Wetterdaten

Für den Trinkwarmwasserbedarf wird ein typisches Nutzerprofil eines Vierpersonenhaushalts zu Grunde gelegt. Der tägliche Warmwasserbedarf beträgt 200 Liter und teilt sich auf drei Entnahmezeiten auf: um 7:00 Uhr (80 Liter), um 12:00 Uhr (40 Liter) und um 19:00 Uhr (80 Liter). Das Warmwasser wird bei einer Temperatur von 45 °C bereitgestellt.

² Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe ohne ST-Anlage, in Klammern mit ST-Anlage

³ EnEV: Energieeinsparverordnung; WSchVO: Wärmeschutzverordnung

Zur Abbildung der Haushaltsstrombedarfs wird das sogenannte Standardstromlastprofil H0 des BDEW (Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft) verwendet. Der jährliche Haushaltsstrombedarf beträgt 3.500 kWh.

Der Hilfsstrombedarf enthält den Strombedarf der Heizungspumpe (Leistung 20 W), der Abluftanlage (20 W) und der Solarkreispumpe (50 W für Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung, 65 W für Kombianlagen).

Als Wetterdatensatz wird das Testreferenzjahr Würzburg verwendet.

2.5 Annahmen für die Wirtschaftlichkeitsberechnung

Zum wirtschaftlichen Vergleich der Heizsysteme werden die jährlichen Gesamtkosten nach der Annuitätenmethode (VDI 2067) mit einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren berechnet. Tabelle 5 zeigt die hierfür angenommenen Energiepreise.

	Erdgas	Strom Wärmepumpentarif	Heizstrom Hochtarif	Heizstrom Niedertarif	Haushalts- strom
[ct/kWh]	7,0	17,75	19,41	15,30	25,74
Quelle	BSW	EnBW Stand 05/2012	EnBW Stand 05/2012	EnBW Stand 05/2012	[BSW 2] Stand 04/2012

Tabelle 5: Angenommene Energiepreise (inkl. USt.)

Weitere Annahmen, die für die Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrunde gelegt wurden, sind in Tabelle 6 aufgeführt.

Annahmen		Quelle
jährliche Energiepreissteigerung	5%, 8% und 11%	-
Zinssatz	3%	-
Inflation	2%	-
Nutzungsdauer nach VDI 2067, außer:		-
ST bzw. PV	25 Jahre	BSW
Speicher	30 Jahre	BSW
Anlagen- und Installationskosten (s. auch Tabelle 7, 8 und 9)		[MAP 2009] und [idealo]
ST: TW- bzw. Kombianlagen	759 bzw. 649 €/m ²	[MAP 2009]
PV-Anlage	1.759 €/kWp	[BSW 1]
Wartungs- und Instandhaltungskosten nach VDI 2067, außer:		
ST-Anlage	0,8 % der Invest-Kosten	BSW
PV-Anlage	18 €/kWp	BSW
MAP-Förderung im Bestand		
Solarthermie	90 €/m ² , min. 1500 €	Stand 08/2012
Luft/Wasser-Wärmepumpe	1.300 €	-
Pufferspeicher WP	500 €	-
Kombinationsbonus WP+ST	500 €	-
Einspeisevergütung	17,02 ct/kWh	Stand 01/2013

Tabelle 6: Annahmen zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit nach der Annuitätenmethode

Tabelle 7, Tabelle 8 und Tabelle 9 zeigen die angesetzten Investitionskosten der Wärmeerzeuger ohne USt.

Investitionskosten	TW-Ref	TW-PV1EI	TW-PV1Gas	TW-ST1	TW-PV2	TW-ST2
Heizraum	0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Solarth. inkl. Inst., ohne Speicher	0	0	0	2.851	0	2.851
Photovoltaik inkl. Installation	0	6.517	6.517	5.504	6.517	5.504
Heizstab/DLE/WP ohne Speicher	700	550	950	700	2.500	2.500
Montage Heizstab/DLE	350	325	350	350	0	0
Gasanschluss	2.025	0	2.025	2.025	0	0
Warmwasser-Speicher	0	1.000	1.000	1.000	800	1.000
Gutschrift hydraulische Installation	0	0	0	-250	0	-250
Gutschrift Dachinstallation	0	0	0	-250	0	-250
Gesamt	3.075	9.392	11.842	12.930	10.817	12.355

Tabelle 7: Investitionskosten (ohne USt.) der Trinkwasseranlagen in €

Investitionskosten	K-Ref	K-PV1EI	K-PV1Gas	K-ST1	K-PV2	K-ST2
Heizraum	2.250	2.250	2.250	2.250	2.250	2.250
Solarth. inkl. Inst., ohne Speicher	0	0	0	7.922	0	7.922
Photovoltaik inkl. Installation	0	11.948	11.948	8.907	11.948	8.907
Heizstab/Kessel/WP ohne Sp.	1.708	500	1.958	1.708	13.689	13.689
Montage Heizstab/Kessel	1.518	250	1.518	1.518	0	0
Gasanschluss	2.025	0	2.025	2.025	0	0
Speicher	800	1.800	1.800	1.800	1.000	1.800
Gutschrift hydraulische Installation	0	0	0	-250	0	-250
Gutschrift Dachinstallation	0	0	0	-250	0	-250
Gesamt	8.302	16.748	21.500	25.630	28.687	34.067

Tabelle 8: Investitionskosten (ohne USt.) der Kombianlagen im Neubau in €

Investitionskosten	K-Ref	K-PV1EI	K-PV1Gas	K-ST1	K-PV2	K-ST2
Heizraum	2.250	2.250	2.250	2.250	2.250	2.250
Solarth. inkl. Inst., ohne Speicher	0	0	0	7.922	0	7.922
Photovoltaik inkl. Installation	0	11.948	11.948	8.907	11.948	8.907
Heizstab/Kessel/WP ohne Sp.	2.204	750	2.579	2.204	15.478	15.478
Montage, Heizstab/Kessel	1.630	375	1.630	1.630	0	0
Gasanschluss	2.025	0	2.025	2.025	0	0
Speicher	800	1.800	1.800	1.800	1.000	1.800
Gutschrift hydr. Installation	0	0	0	-250	0	-250
Gutschrift Dachinstallation	0	0	0	-250	0	-250
MAP-Förderung ST/WP	0	0	0	-1.500	-1.800	-3.800
Gesamt	8.909	17.123	22.232	24.737	28.676	32.056

Tabelle 9: Investitionskosten (ohne USt.) der Kombianlagen im Bestandsgebäude in €

Der Montageaufwand der ST-Anlage und des Gaskessels bzw. der Wärmepumpe überschneiden sich teilweise. Dies wird durch die Gutschrift „hydraulische Installation“ berücksichtigt. Ebenso wird bei der kombinierten Installation von Solarkollektoren und PV-Modulen der Dachmontageaufwand reduziert. Da die Investitionskosten beider Anlagen die vollen Montagekosten enthalten, wurde hier die Gutschrift „Dachinstallation“ eingeführt.

3 Ergebnisse

3.1 Primärenergiebedarf

Zur Bewertung der untersuchten Systeme wird der Gesamtprimärenergiebedarf berechnet, der zur Erbringung der gesamten Energiedienstleistung nötig ist. Dieser setzt sich aus dem Primärenergiebedarf zur Deckung des Wärmebedarfs und dem Primärenergiebedarf zur Deckung des Strombedarfs zusammen. Der Strombedarf umfasst den Haushalts- und Hilfsstrombedarf.

Die anteilige Primärenergieeinsparung f_{save} berechnet sich nach

$$f_{save} = \frac{Q_{Ref} - Q_{Sys}}{Q_{Ref}}$$

wobei Q_{Ref} der Primärenergiebedarf des Referenzsystems ohne Solarenergie ist und Q_{Sys} für den Primärenergiebedarf des jeweiligen Systems mit PV bzw. PV und ST steht. Die anteilige Primärenergieeinsparung f_{save} kann für die Deckung des Wärmebedarfs ($f_{save,therm}$), des Strombedarfs ($f_{save,el}$) und der Summe aus Strom- und Wärmebedarf ($f_{sav,tot}$) angegeben werden.

Um das Ausmaß der Stromnetznutzung bzw. -belastung in Relation zum zeitlichen Ausgleich zwischen PV-Überschuss und Strombedarf beurteilen zu können, wird der Gesamtprimärenergiebedarf sowohl ohne als auch mit Einspeisung des nicht im Gebäude genutzten PV-Ertrags angegeben.

Folgende Primärenergiefaktoren werden angenommen: Erdgas 1,1 und Strom 2,6.

3.1.1 Anlagen zur Trinkwassererwärmung

Abb. 1 gibt einen Überblick der photovoltaischen und solarthermischen Erträge und ihrer Nutzung. Zusätzlich sind der Trinkwasserwärme- und Haushaltstrombedarf dargestellt.

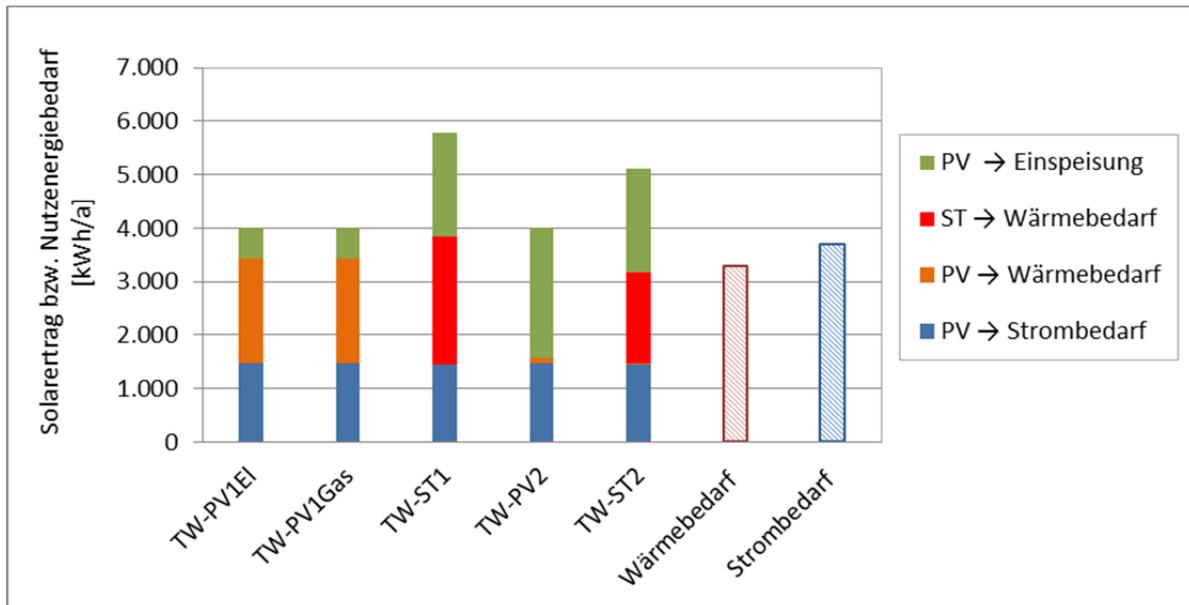


Abb. 1: Solarerträge nach Art der Verwendung sowie Wärme- und Strombedarf (Nutzenergien) der Anlagen zur Trinkwassererwärmung (TW)

Auffallend ist in Abb. 1, dass die Systeme TW-PV1EI und TW-PV1Gas, bei denen der PV-Ertrags mittels elektrischen Heizstabes in den TW-Speicher eingebracht wird, eine nur leicht niedrigere solare Deckung des Wärmebedarfs erreichen wie das Systeme TW-ST1, jedoch ein deutlich geringerer PV-Ertrag zur Einspeisung verbleibt. Dies liegt an der gegenüber den solarthermischen Kollektoren niedrigeren flächenspezifischen Effizienz der PV-Module. Nur ein geringer PV-Ertrag kann zur Deckung des Wärmepumpenstrombedarfs verwendet werden: Bei TW-PV2 bzw. TW-ST2 werden nur 6,0% bzw. 2,5% des WP-Strombedarfs solar gedeckt. Der restliche zum Betrieb der Wärmepumpe benötigte Strom muss folglich aus dem Netz entnommen werden.

Der spezifische solarthermische Ertrag des Systems TW-ST1 beträgt über 500 kWh/(m²a). Dieser hohe Wert wird durch die gewählte Anlagenkonfiguration ermöglicht, da der Trinkwasserspeicher nur solar erwärmt wird und die Nachheizung außerhalb des Speichers mit einem nachgeschalteten Durchlauferhitzer erfolgt. So kann die durch die Kollektoren eingebrachte Wärme besser genutzt werden als in einem bivalenten Trinkwasserspeicher, in dem das Bereitschaftsvolumen parallel zur Solaranlage nachgeheizt wird (wie hier z.B. beim System TW-ST2 mit deutlich geringerem ST-Solarertrag). Darüber hinaus werden durch die Verwendung eines Durchlauferhitzers die Wärmeverluste des Speichers deutlich reduziert.

Abb. 2 zeigt den Primärenergiebedarf (PE-Bedarf) für Wärme und für Strom sowie die Primärenergieeinsparung durch die Einspeisung des überschüssigen PV-Ertrags. Zudem ist die anteilige Gesamtprimärenergieeinsparung $f_{sav,tot}$ der TW-Systeme bezogen auf das Referenzsystem dargestellt.

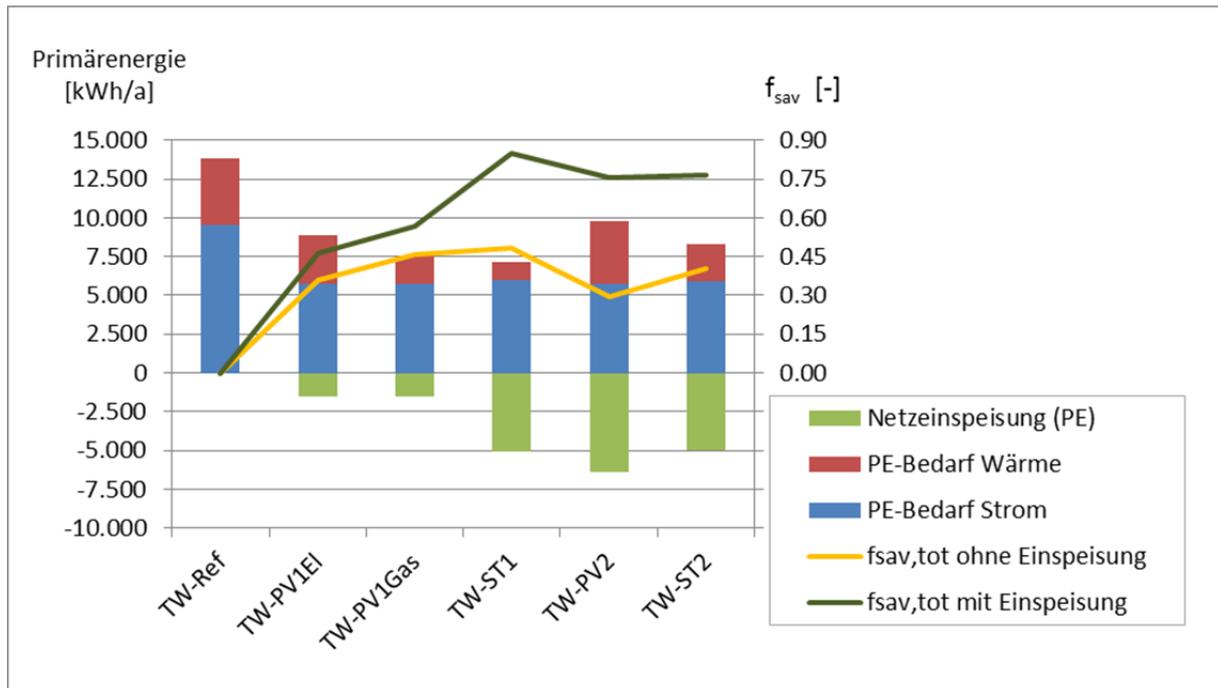


Abb. 2: Primärenergiebedarf zur Deckung des Wärme- und Strombedarfs, Primärenergie des eingespeisten PV-Ertrags sowie anteilige Gesamtprimärenergieeinsparung bezogen auf das Referenzsystem, mit und ohne Anrechnung Netzeinspeisung des PV Stroms

Den niedrigsten PE-Bedarf für Wärme erreicht das System TW-ST1. Das System TW-PV1EI hat zwar eine ähnlich hohe solare Deckung des Wärmebedarfs als TW-ST1, jedoch führt die Nachheizung mit Strom aufgrund des höheren PE-Faktors (im Vergleich zu dem PE-Faktor von Gas) zu einem deutlich höheren PE-Bedarf für Wärme. Bei System TW-PV1Gas bewirkt die geringe PV-Überschussmenge, dass bei Anrechnung der Netzeinspeisung eine im Vergleich zu TW-ST1 niedrige PE-Einsparung erreicht wird.

Das System TW-PV2 erreicht aufgrund des geringen Beitrags der PV-Anlage zur Deckung des von der Wärmepumpe benötigten Stroms sowie der höheren Wärmeverluste des Speichers und der niedrigen Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe eine relativ geringe PE-Einsparung für Wärme gegenüber dem Referenzsystem. Gegenüber System TW-ST1 erzielt auch das System TW-ST2 eine deutlich geringere PE-Einsparung. Dies liegt zum einen in den höheren Speicherwärmeverlusten begründet, zum anderen in der für die Solarthermie ungünstigeren Anlagenkonfiguration, bei der Wärmepumpe und Solaranlage das Bereitschaftsvolumen parallel beheizen. Hinzu kommt eine niedrige Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe.

Die PV-Anlagen mit Peakleistungen von 3,7 bzw. 3,12 kWp tragen bei einem Strombedarf von ca. 3.700 kWh/a (Haushaltsstrom + Hilfsstrom) mit der für die Simulation gewählten Zeitschrittweite von einer Stunde mit 40 % bzw. 39 % zu Deckung des Strombedarfs bei. Dieser Wert liegt bei einer höheren zeitlichen Auflösung (1 min) sowohl der Stromlast als auch der Wetterdaten laut [IÖW] für eine

3 kWp-Anlage und einem 4-Personen-Haushalt bei ca. 20 %. Der Primärenergiebedarf zur Strombedarfsdeckung sowie der Gesamtprimärenergiebedarf ohne Einspeisung liegen also bei höherer zeitlicher Auflösung ca. 1.500 kWh/a über den hier ermittelten Werten. Andererseits ist es im Hinblick auf energiewirtschaftliche Fragestellungen und der darauf basierenden Ableitung von allgemeinen Aussagen angebracht, nicht ein einzelnes Gebäude, sondern ein gesamtes Quartier zu betrachten. Die in diesem Fall aus der unterschiedlichen Lastcharakteristik der individuellen Gebäude resultierenden Effekte entsprechen tendenziell dem Verhalten, das sich für ein einzelnes Gebäude bei der Verwendung einer größeren Simulationszeitschrittweite ergibt. Aus diesem Grund ist die hier gewählte Zeitschrittweite von 1 h gerechtfertigt.

Die höchste Gesamtprimärenergieeinsparung erreicht unter den getroffenen Annahmen das System mit solarthermischer Trinkwassererwärmung und einem Gasbrennwertkessel als Zusatzwärmequelle bzw. Nachheizung. Dies gilt sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung der Primärenergie des eingespeisten PV-Ertrags.

3.1.2 Kombianlagen im Neubau

Abb. 3 gibt einen Überblick der photovoltaischen und solarthermischen Erträge und ihrer Nutzung. Ergänzend sind der Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung sowie der Strombedarf des Neubaus dargestellt.

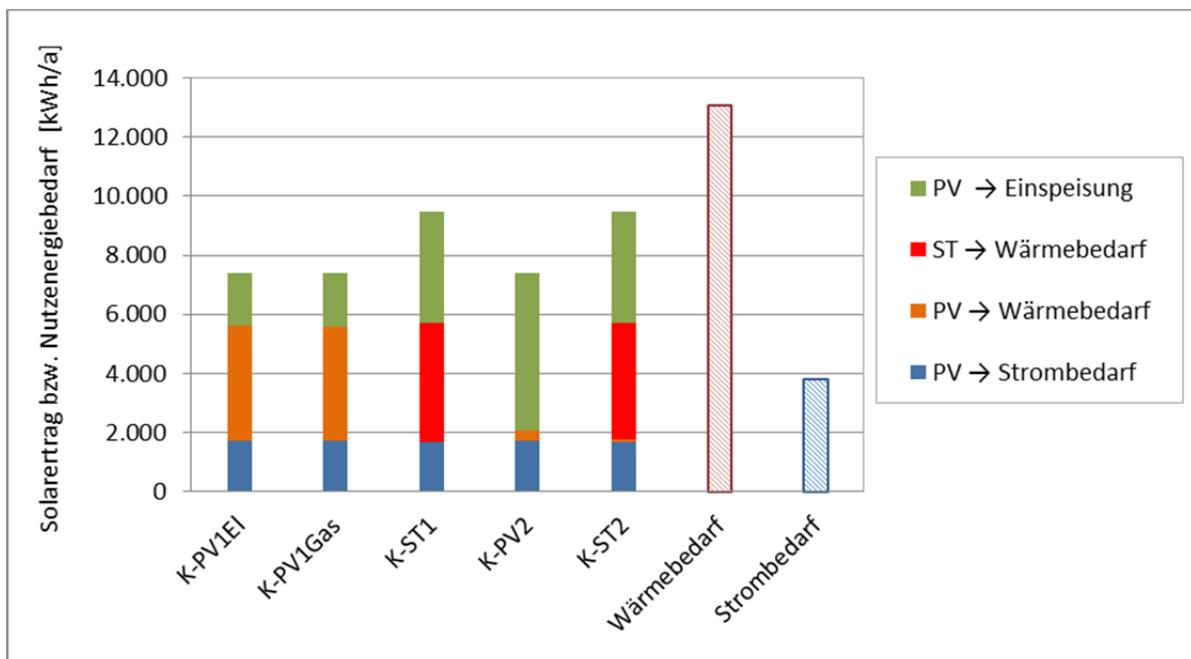


Abb. 3: Solarerträge nach Art der Verwendung sowie Wärme- und Strombedarf (Nutzenergien) der Kombianlagen im Neubau

Wie bei den TW-Anlagen erreichen auch hier die Systeme K-PV1EI und K-PV1Gas, bei denen der PV-Ertrag mittels elektrischen Heizstabes in den Kombispeicher eingebracht wird, eine ähnlich hohe solare Deckung des Wärmebedarfs wie die

Systeme mit Solarthermie (ST). Dies geht jedoch zu Lasten des zur Netzeinspeisung verbleibenden PV-Ertrags. Wie bei den TW-Anlagen kann nur ein geringer PV-Ertrag zur Deckung des Wärmepumpenstrombedarfs verwendet werden: Bei den Systemen K-PV2 bzw. K-ST2 werden nur 6,5 % bzw. 2,0 % des WP-Strombedarfs solar gedeckt.

Abb. 4 zeigt den PE-Bedarf für Wärme und für Strom sowie die PE-Einsparung durch die Einspeisung des überschüssigen PV-Ertrags. Zudem ist die anteilige Gesamtprimärenergieeinsparung $f_{sav,tot}$ der für den Einsatz im Neubau untersuchten Systeme bezogen auf das Referenzsystem dargestellt.

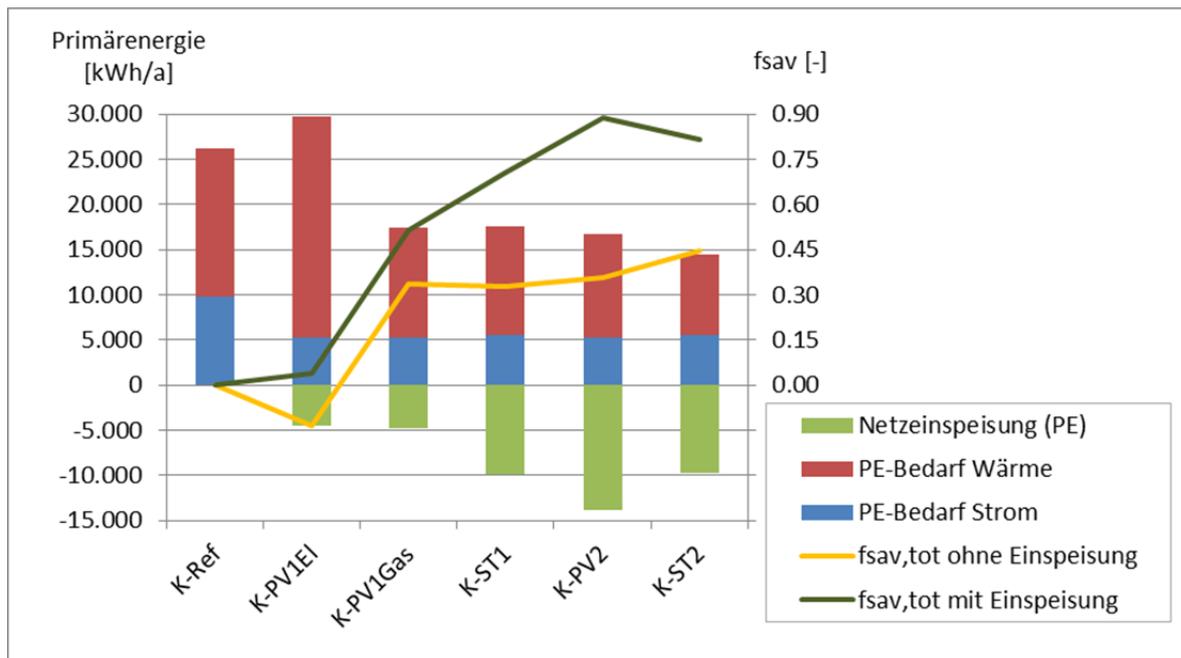


Abb. 4 : Primärenergiebedarf der Anlagen im Neubau aufgeteilt nach Nutzung sowie gesamte anteilige Primärenergieeinsparung mit und ohne Anrechnung der PV-Netzeinspeisung

Den niedrigsten PE-Bedarf für die Wärmeerzeugung hat die Luft/Wasser-Wärmepumpe in Kombination mit Solarthermie (System K-ST2). System K-PV1EI hat wegen des hohen Primärenergiefaktors des Heizstroms einen um ca. 50 % höheren Primärenergiebedarf für Wärme als das Referenzsystem.

Die höchste Gesamt-PE-Einsparung ohne Anrechnung der PV-Einspeisung erreicht System K-ST2. Die Berücksichtigung des eingespeisten PV-Ertrags führt bei den Systemen K-ST1, K-PV2 und K-ST2 zu einer erheblichen Reduktion des Gesamt-PE-Bedarfs, da bei diesen Systemen ein Großteil des PV-Ertrags eingespeist wird. Anders ist dies jedoch bei den Systemen K-PV1EI und K-PV1Gas, da hier ca. die Hälfte des PV-Ertrags der Deckung des Wärmebedarfs dient und so relativ wenig Strom zur Einspeisung verbleibt. System K-PV1EI spart gegenüber der Referenz kaum Primärenergie ein. Ohne Anrechnung der Netzeinspeisung liegt der PE-Bedarf sogar über dem der Referenz ($f_{sav,tot} < 0$).

Der Primärenergiebedarf zur Deckung des Strombedarfs kann für alle Systeme um ca. 45 % gegenüber der Referenz ohne PV-Anlage reduziert werden. Wie in Abschnitt 3.1.1 erläutert, liegt der PV-Ertrag zur Eigenbedarfsdeckung bei höherer zeitlicher Auflösung allerdings niedriger: Laut [IÖW] beträgt der Eigenverbrauchsanteil bei einer 5 kWp-Anlage und einem 4-Personen-Haushalt ca. 25 %. Der Primärenergiebedarf zur Strombedarfsdeckung liegt also bei höherer zeitlicher Auflösung ca. 1.600 kWh/a über den in Abb. 4 angegebenen Werten.

3.1.3 Kombianlagen im Bestand

Abb. 5 gibt einen Überblick der photovoltaischen und solarthermischen Erträge und ihrer Nutzung. Außerdem sind der Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung sowie der Strombedarf des Bestandgebäudes dargestellt.

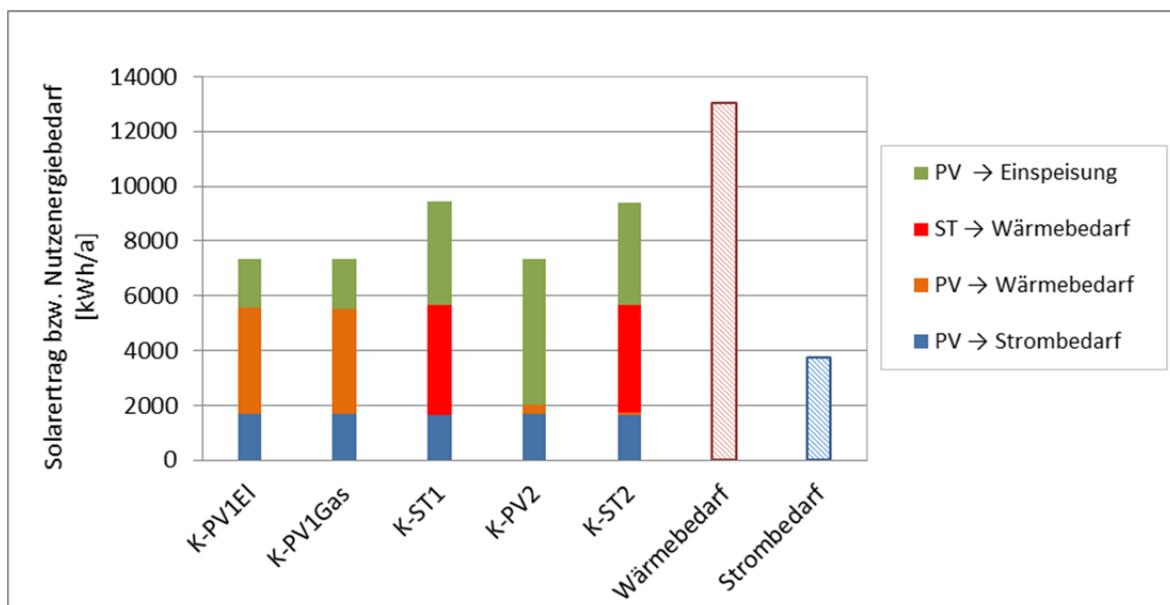


Abb. 5: Solarerträge aufgeteilt nach Art der Nutzung sowie Wärme- und Strombedarf (Nutzenergie) für die Kombianlagen im Bestand

Im Vergleich zu den Kombianlagen im Neubau ändern sich die Solarthermieerträge im Bestandsgebäude kaum. Grund hierfür sind zwei gegensätzliche Effekte: Zum einen kann durch den höheren Wärmebedarf des Gebäudes mehr Solarwärme verwendet werden, zum anderen führt aber die höhere Heizungsvorlauftemperatur zu einem höheren Temperaturniveau im Speicher bzw. Kollektorkreis und damit einem sinkenden Anteil nutzbarer Solarwärme.

Ein mit PV-Strom gespeister Heizstab kann Wärme unabhängig vom Temperaturniveau (bis zur maximalen Speichertemperatur von 80°C) in den Speicher einbringen: Für diese Anlagen steigt daher der Solarertrag leicht gegenüber dem Neubau, was allerdings den in das Netz eingespeisten PV-Ertrag weiter verringert. Wie im Neubau kann nur ein geringer PV-Ertrag zur Deckung des Wärmepumpenstrombedarfs verwendet werden.

Abb. 6 zeigt den PE-Bedarf für Wärme und für Strom sowie die PE-Einsparung durch die Einspeisung des überschüssigen PV-Ertrags. Zudem ist die anteilige Gesamtprimärenergieeinsparung $f_{sav,tot}$ der Varianten im Bestandsgebäude bezogen auf das Referenzsystem dargestellt.

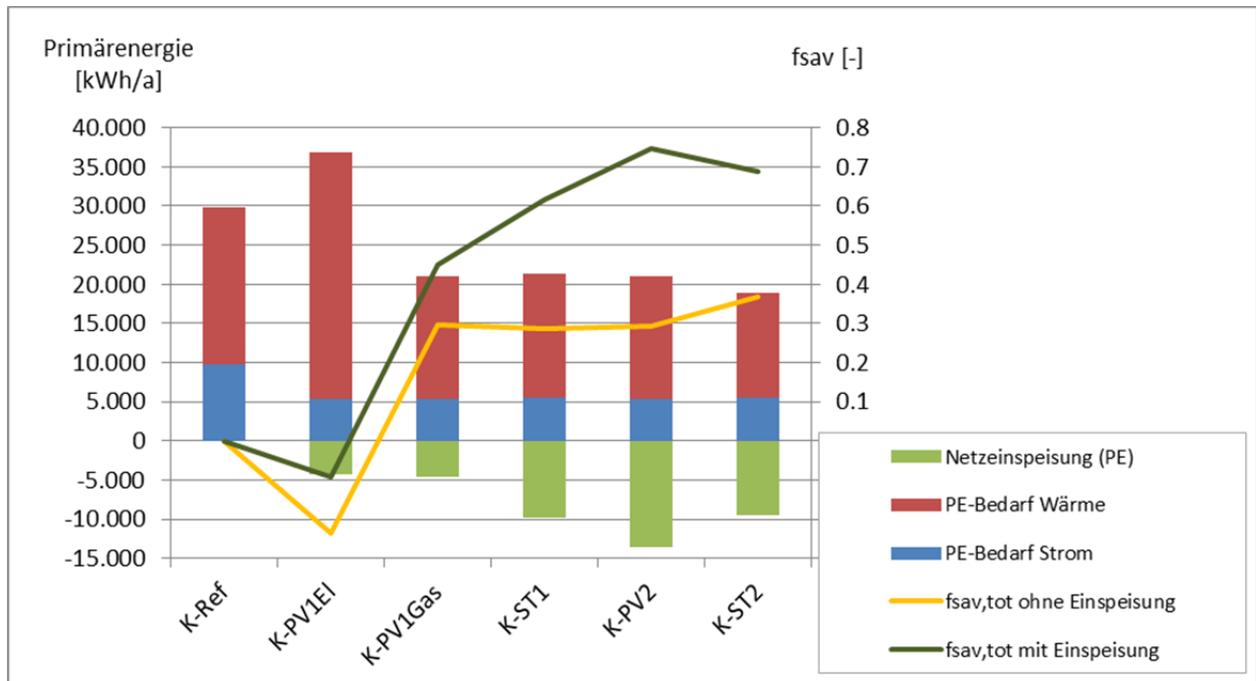


Abb. 6: Primärenergiebedarf der Anlagen im Bestandsgebäude aufgeteilt nach Nutzung sowie gesamte anteilige Primärenergieeinsparung mit und ohne Anrechnung der PV-Netzeinspeisung

Im Vergleich zum Neubau wird für das Bestandsgebäude eine geringere anteilige Gesamtprimärenergieeinsparung erreicht, da die Solarerträge im Verhältnis zum Wärmebedarf sinken und die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe aufgrund der höheren Heizungsvorlauftemperaturen ebenfalls abnimmt.

Für alle 5 Anlagen im Bestandsgebäude gelten darüber hinaus die analogen Aussagen wie für die entsprechenden Anlagen im Neubau.

3.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

3.2.1 Anlagen zur Trinkwassererwärmung

Die nach VDI 2067 berechneten jährlichen Gesamtkosten (Gesamtannuität) zur Deckung des Trinkwasserwärmebedarfs und Strombedarfs sind in Abb. 7 dargestellt.

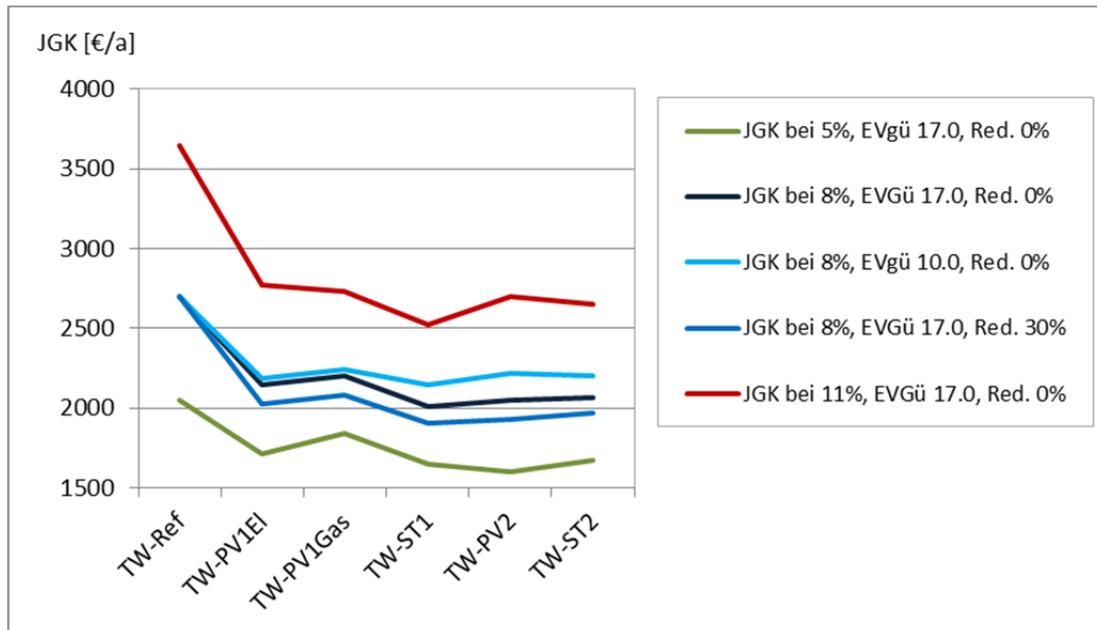


Abb. 7: Jährliche Gesamtkosten (JGK) der Anlagen zur Trinkwassererwärmung (TW) bei verschiedenen jährlichen Energiepreisssteigerungsraten, Einspeisevergütungen und Reduktion der PV-Systemkosten um 0% bzw. 30% des aktuellen Werts

Abb. 7 zeigt, dass im Vergleich zum Referenzsystem von allen fünf untersuchten Systemen eine deutliche Kostenersparnis erreicht wird, aber der Unterschied der fünf betrachteten Systeme untereinander klein ist (die Abweichung vom gemeinsamen Mittelwert der fünf Systeme liegt für alle Systeme unter 6 %). Tendenziell erweist sich die solarthermische Trinkwassererwärmung als die beste Absicherung gegen steigende Energiepreise. Die Systeme TW-PV1EI und TW-PV1Gas zeigen wegen ihrer vergleichsweise niedrigen PV-Netzeinspeisung die geringste Abhängigkeit von der Höhe der Einspeisevergütung. Eine Reduktion der PV-Systemkosten um 30 % bewirkt eine Verringerung der Gesamtannuität bzw. der jährlichen Gesamtkosten um 117 € bei den drei Systemen „TW-PV“ und um 99 € bei den Systemen „TW-ST“.

Wie in Abschnitt 3.1.1 beschrieben, sinkt bei Verwendung einer höheren zeitlichen Auflösung in der Simulation die Eigendeckung des Haushaltsstroms zugunsten des eingespeisten PV-Ertrags. Da der für den Strombezug zu bezahlende Strompreis bereits aktuell über der Einspeisevergütung liegt und außerdem einer Preissteigerungsrate unterworfen ist, liegt die Gesamtannuität der fünf Systeme bei höherer zeitlicher Auflösung bei einer Energiepreisssteigerungsrate von 5 % p.a. (bzw. 8 % bzw. 11 % p.a.) und der aktuellen Einspeisevergütung um ca. 100 € (bzw. 180 € bzw. 300 €) höher als die in Abb. 7 dargestellten Werte.

Die Wirtschaftlichkeit der fünf Systeme gegenüber einer Nutzung der Dachfläche zur ausschließlichen solaren Stromerzeugung (zur Deckung des Eigenstrombedarfs bzw. Netzeinspeisung) mit einer Deckung des Trinkwasserwärmebedarfs durch einen Gas-DLE ist erst ab einer Energiepreisssteigerungsrate von 8 % p.a. und einer verminderten Einspeisevergütung auf 10 ct/kWh gegeben.

3.2.2 Kombianlagen im Neubau

Die nach VDI 2067 berechneten jährlichen Gesamtkosten (Gesamtannuität) zur Deckung des Trinkwarmwasser- und Raumheizungswärmebedarfs sowie des Strombedarfs sind in Abb. 8 dargestellt.

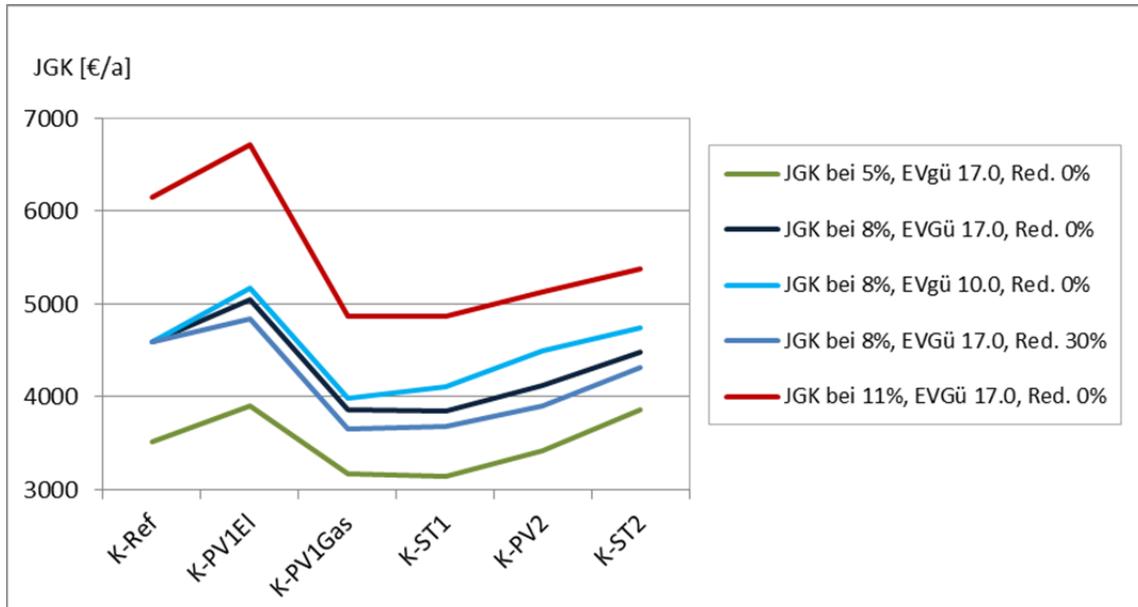


Abb. 8: Jährliche Gesamtkosten (JGK) der Kombianlagen im Neubau bei verschiedenen jährlichen Energiepreissteigerungsraten, Einspeisevergütungen und Reduktion der PV-Systemkosten um 0% bzw. 30% des aktuellen Werts

Wie aus Abb. 8 ersichtlich ist, weist das System K-PV1EI aufgrund des relativ teuren Heizstroms und der relativ geringen Netzeinspeisung eine höhere Gesamtannuität auf als das Referenzsystem. System K-ST2 ist bei der Energiepreissteigerungsrate von 5 % p.a. nicht wirtschaftlich. Die Systeme K-PV1Gas und K-ST1 erreichen die niedrigsten jährlichen Gesamtkosten bzw. die größte Kosteneinsparung.

Wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, bewirkt auch hier die Verwendung einer höheren zeitlichen Auflösung in der Simulation, dass die Gesamtannuität der fünf Systeme bei einer Energiepreissteigerungsrate von 5% p.a. (bzw. 8% p.a. bzw. 11% p.a.) und der aktuellen Einspeisevergütung um ca. 120 € (bzw. 200 € bzw. 330 €) höher liegt als die in Abb. 8 dargestellten Werte. Dies bedeutet, dass sich auch die Wirtschaftlichkeit der günstigsten Systeme K-PV1Gas und K-ST1 unter diesen Bedingungen verschlechtert.

Die Wirtschaftlichkeit der untersuchten Systeme gegenüber einer Nutzung der Dachfläche zur ausschließlichen solaren Stromerzeugung (zur Deckung des Eigenstrombedarfs bzw. Netzeinspeisung) mit einer Deckung des Wärmebedarfs durch einen Gas-Brennwertkessel ist erst ab einer Energiepreissteigerungsrate von 11% p.a. bei aktueller Einspeisevergütung bzw. einer Energiepreissteigerungsrate von 5% p.a. bei einer verminderten Einspeisevergütung auf 10 ct/kWh gegeben.

3.2.3 Kombianlagen im Bestand

Die nach VDI 2067 berechneten jährlichen Gesamtkosten (Gesamtannuität) zur Deckung des Trinkwarmwasser- und Raumheizungswärmebedarfs sowie des Strombedarfs sind in Abb. 9 dargestellt.

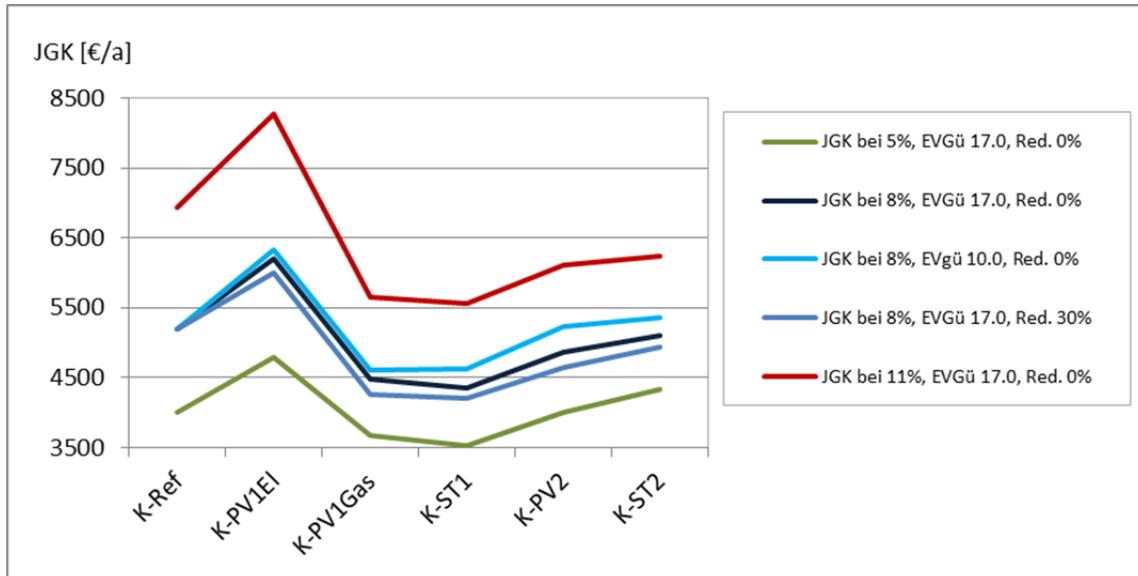


Abb. 9: Jährliche Gesamtkosten (JGK) der Kombianlagen im Bestandsgebäude bei verschiedenen jährlichen Energiepreisstiegraten, Einspeisevergütungen und Reduktion der PV-Systemkosten um 0% bzw. 30% des aktuellen Werts

Wie aus Abb. 9 ersichtlich ist, erweist sich das System K-ST1 als kostengünstigstes System im Bestandsgebäude. Eine niedrigere Einspeisevergütung bzw. sinkende PV-Systemkosten lassen jedoch die Kostendifferenz zu System K-PV1Gas klein werden.

Überproportional höhere Gesamtkosten als im Neubau weist das System K-PV2 auf. Hier werden die höheren Kosten der größeren, im Bestandsgebäude benötigten Wärmepumpe durch die MAP-Förderung gerade ausgeglichen. Wegen der gegenüber dem Neubau schlechteren Jahresarbeitszahl erhöhen sich jedoch die Gesamtkosten des Systems K-PV2 überproportional zum steigenden Wärmebedarf. Die MAP-Förderung für die Kombination von Wärmepumpe und Solarthermie führt dazu, dass die Kosten von System K-ST2 bei höheren Energiepreisstiegraten nur noch geringfügig über den Kosten von K-PV2 liegen.

Darüber hinaus gelten die analogen Aussagen wie für die entsprechenden Anlagen im Neubau.

Wie im Neubau bewirkt auch hier die Verwendung einer höheren zeitliche Auflösung in der Simulation, dass die Gesamtannuität der fünf Systeme um ca. 100 € bis 300 € höher liegt als die in Abb. 9 dargestellten Werte.

3.3 Ökologische Bewertung

Die ökologische Bewertung der ausgewählten Systeme erfolgt mit Hilfe der energetischen Amortisationszeit. Dies ist die Zeit, welche die Anlage in Betrieb sein muss, um die Primärenergie einzusparen, die für ihre Herstellung, Betrieb und Wartung aufgewendet wurde.

Sofern möglich, wurde der kumulierte Energieaufwand (KEA) für die Herstellung der Systemkomponenten aus der Datenbank ecoinvent 2.2 ermittelt. Eine Ausnahme stellen die solarthermischen Anlagen dar, da für diese am ITW sehr detaillierte Untersuchungen durchgeführt wurden. Für die Komponenten Durchlauferhitzer und Wärmepumpe der Anlagen zur Trinkwassererwärmung liegen keine ecoinvent - Datensätze vor. Hier wurden die Annahmen entsprechend Tabelle 10 getroffen. Auch liegt kein ecoinvent - Datensatz für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe vor. Hier wurde daher der Datensatz der Sole/Wasser-Wärmepumpe verwendet.

	Einheit	KEA	Quelle
Herstellung			
ST-TW-Anlage (inkl. Speicher)	kWh _{PE} /m ²	862	[ITW]
ST-Kombianlage (inkl. Speicher)	kWh _{PE} /m ²	981	[ITW]
PV	kWh _{PE} /kWp	8222	[IEA]
Gaskessel ohne Speicher/Gas-DLE	kWh _{PE}	1757	[ecoinvent]
Elektrischer DLE	kWh _{PE}	1000	eigene Annahme
Wärmepumpe Sole-Wasser (10 kW)	kWh _{PE}	2142	[ecoinvent]
Warmwasserspeicher (300 Liter)	kWh _{PE}	2185	eigene Annahme
Warmwasserspeicher (600 Liter)	kWh _{PE}	2914	[ecoinvent]
Kombispeicher (900 Litern)	kWh _{PE}	4371	eigene Annahme
elektrischer Heizstab	kWh _{PE}	185	eigene Annahme
Wartung			
ST-TW-Anlage	kWh	56	[ITW]
ST-Kombianlage	kWh	139	[ITW]
PV	kWh/m ²	12	eigene Annahme

Tabelle 10: Kumulierter Energieaufwand (KEA) der Systemkomponenten

In Abb. 10 sind die Ergebnisse der Berechnung der energetischen Amortisationszeit (EAZ) für die Anlagen zur Trinkwassererwärmung dargestellt.

Die kürzeste EAZ wird sowohl mit als auch ohne einer (energetischen) Vergütung des eingespeisten PV-Stroms, d.h. mit und ohne Einspeisevergütung (EVgü), vom System TW-ST1 erreicht, gefolgt vom System TW-ST2.

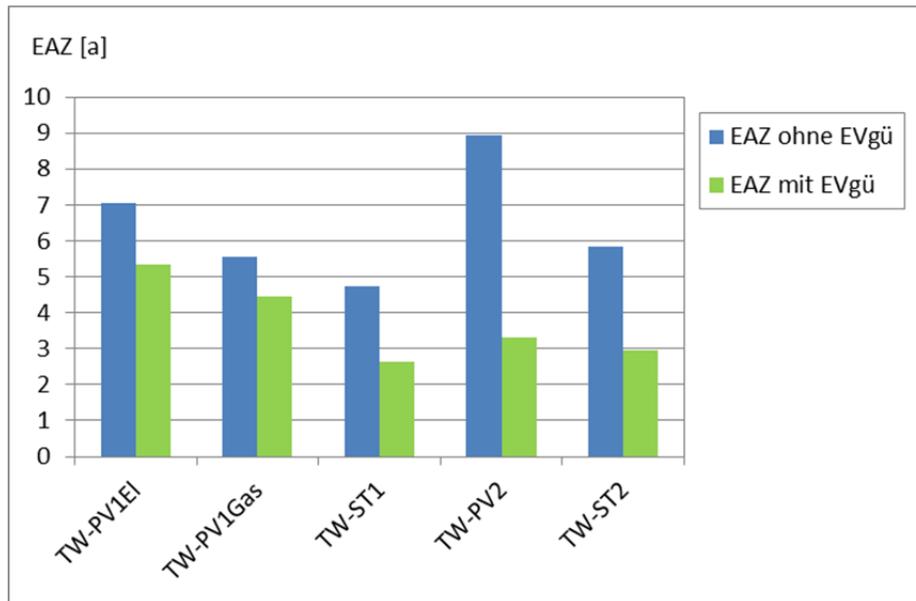


Abb. 10: Energetische Amortisationszeit (EAZ) der Anlagen zur Trinkwassererwärmung mit und ohne Anrechnung des eingespeisten PV-Überschussstroms, d.h. ohne bzw. mit Einspeisevergütung (EVgü)

Die Abb. 11 zeigt die energetische Amortisationszeit der Kombianlagen im Neubau (blau) und im Bestand (rot).

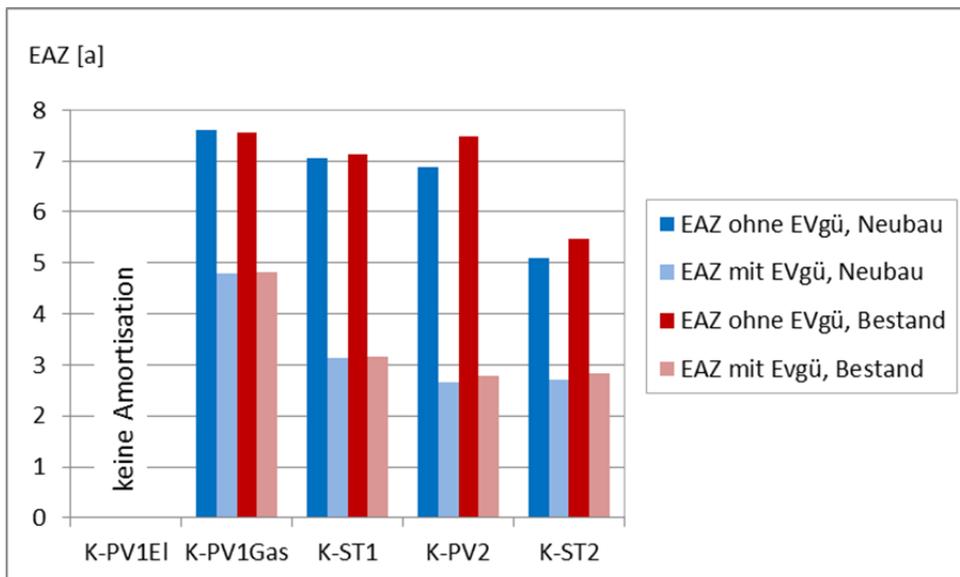


Abb. 11: Energetische Amortisationszeit (EAZ) der Kombianlagen im Neubau und im Bestand mit und ohne Anrechnung des eingespeisten PV-Überschussstroms, d.h. ohne bzw. mit Einspeisevergütung (EVgü)

Das System K-PV1 erreicht wegen der negativen Primärenergieeinsparung keine energetische Amortisation. Die kürzeste EAZ ohne Berücksichtigung der Einspeisung erreicht System K-ST2. Unter Berücksichtigung der Netzeinspeisung als Primärenergie, d.h. einer entsprechenden bilanziellen Gutschrift, erreichen die Systeme K-PV2 und K-ST2 die niedrigsten Werte.

4 Fazit

Unter den getroffenen Annahmen erweist sich die solarthermische Trinkwassererwärmung mit Gas-Nachheizung als primärenergetisch effizienter als die anderen Systeme. Dies gilt sowohl mit als auch ohne Anrechnung der Primärenergie des eingespeisten PV-Überschussstroms.

Unter den Anlagen zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung erreicht sowohl im Neubau als auch im Bestand die solarthermische Kombianlage mit Wärmepumpen-Nachheizung die höchste Primärenergieeinsparung ohne Berücksichtigung der PV-Einspeisung. Wird diese angerechnet, so erweist sich das System PV + Wärmepumpe als System mit dem niedrigsten Gesamtprimärenergiebedarf.

Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit wird im Vergleich zum Referenzsystem ohne Solarenergienutzung von allen fünf untersuchten Anlagen zur solaren Trinkwassererwärmung eine deutliche Kostenersparnis erreicht, wobei die Kostendifferenzen der fünf betrachteten Systeme untereinander klein sind. Tendenziell erweist sich die solarthermische Trinkwassererwärmung als die beste Absicherung gegen steigende Energiepreise. Im Neubau erreichen die solarthermische Kombianlage mit Gaskessel und mit geringem Abstand die direktelektrische PV-Wärmeerzeugung mittels elektrischen Heizstabes und Gas-Nachheizung die höchsten Kosteneinsparungen. Im Bestandsgebäude erweist sich die solarthermische Kombianlage mit Gaskessel als das kostengünstigste System.

Zu beachten ist, dass die Wirtschaftlichkeit der untersuchten Systeme gegenüber einer Nutzung der Dachfläche zur ausschließlichen solaren Stromerzeugung (zur Eigendeckung des Haushaltsstrombedarfs bzw. Netzeinspeisung) erst ab einer Mindest-Energiepreissteigerungsrate bzw. einer verringerten Einspeisevergütung gegeben ist.

Generell kann festgehalten werden, dass nur ein geringer Anteil von max. 6 % des für den Betrieb der Wärmepumpe benötigten Stroms direkt mit der PV-Anlage gedeckt werden kann. Die Wärmeerzeugung mittels eines mit PV Strom betriebenen elektrischen Heizstabes ist unter primärenergetischen Gesichtspunkten nur dann sinnvoll, wenn die Nachheizung nicht mit Strom, sondern mit Gas erfolgt.

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass die solarthermische der photovoltaischen Wärmeerzeugung in den meisten Fällen sowohl unter primärenergetischen als auch unter wirtschaftlichen Aspekten noch überlegen ist. Dies kann sich jedoch relativ schnell ändern, wenn die Preise für Photovoltaik-Anlagen weiter sinken und die Preise für solarthermische Anlagen stabil bleiben, so wie dies in den letzten Jahren der Fall war.

5 Literatur

- [BSW 1] BSW PV-Preismonitor, 3. Quartal 2012, Bundesverband Solarwärme, 08/2012
- [BSW 2] EEG-Novelle 2012 II– Was ändert sich rückwirkend zum 1. April 2012? Stand 18.07.2012, www.solarwirtschaft.de/fileadmin/media/pdf/20120719_EEG-Novelle2012_Merkblatt.pdf
- [idealo] Internet-Preisvergleichmaschine www.idealo.de, Stand 05 bis 08/2012
- [ISE 2010] Russ, C. et. al., Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand , Fraunhofer ISE, Freiburg, 2010, http://www.wp-im-gebaeudebestand.de/download/WP_im_Gebaeudebestand_Kurzfassung.pdf
- [ISE 2011] Miara, M. et. al., Wärmepumpen Effizienz, Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen betrieb, Fraunhofer ISE, Freiburg, 2011, http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de/download/wp_effizienz_endbericht_langfassung.pdf
- [IÖW] M. Bost et. al., Effekte von Eigenverbrauch und Netzparität bei der Photovoltaik, Institut für ökologische Wirtschaftsforschung, Berlin, 2011, http://www.greenpeace-energy.de/uploads/media/Studie_Effekte-der-Netzparit%C3%A4t_Kurzfassung.pdf
- [ITW1] E. Streicher, H. Drück, H. Müller-Steinhagen
Die energetische Amortisationszeit als ein Bewertungsinstrument solarthermischer Anlagen; Tagungsband 7. VDI Fachtagung, Leverkusen, Seiten 251-260; Mai 2006; ISBN 3-18-091924-8
- [ITW2] Ehrismann, B., Ermittlung des KEA für je 12 solare Trinkwasseranlagen bzw. Kombianlagen, auf Basis von ecoinvent Datenbank Version 2.1., ITW, Universität Stuttgart
- [BDEW] <http://www.energiesdienst-netze.de/cms/medienboard/excel/lastprofile/VDEW-Lastprofile-Haushalt.xls>
- [MAP2009] Evaluierung von Einzelmaßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt (Marktanreizprogramm) für den Zeitraum 2009 bis 2011, Evaluierung des Förderjahres 2009, Zwischenbericht 2009, Fichtner u. a. im Auftrag des BMU, 12/2010
- [UBA] Bettgenhäuser K. et. al., Umweltwirkung von Heizsystemen in Deutschland, Umweltbundesamt, 2011, <http://www.uba.de/uba-info-medien/4070.html>

Experimentelle Untersuchung eines modularen Latentwärmespeichers in Anlehnung an EN 12977-3

Björn Ehrismann, Jens Ullmann, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711 / 685-63896, Fax: 0711 / 685-63242
E-Mail: ehrismann@itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Eine Erweiterung bestehender Anlagen zur Trinkwassererwärmung und/oder Raumheizung um zusätzliche Wärmequellen, speziell erneuerbare Wärmequellen, ist oftmals nicht ohne den vollständigen Austausch des vorhandenen Wärmespeichers möglich. Die Gründe hierfür sind meist zu geringe Speicherkapazitäten und fehlende Anschlussmöglichkeiten oder fehlende interne Wärmeübertrager im bestehenden Wärmespeicher. Ein solcher Austausch führt zu zusätzlichen Kosten und Arbeitsaufwand und stellt somit eine Hemmschwelle für die Nutzung erneuerbarer Wärmequellen dar. Im Jahr 2010 wurde daher das von der Europäischen Union im 7. Forschungsrahmenprogramm geförderte Projekt SmartHeat – *An intelligent modular domestic heating and hot water platform that enables effective integration and use of renewable energy systems* (FP7-BSG-SME-AG Fördernummer 243477) initiiert. Das Ziel des Projektes ist es, eine standardisierte, modulare Systemplattform für die Raumheizung und Trinkwassererwärmung zu entwickeln, die eine einfache und kostengünstige Möglichkeit zur nachträglichen Einbindung zusätzlicher erneuerbarer Wärmequellen ermöglicht.

Um erneuerbare Wärmequellen möglichst effizient zu nutzen, ist u.a. eine möglichst verlustarme Speicherung der thermischen Energie nötig. Das im Projekt SmartHeat verfolgte modulare Konzept sieht daher vor, jede neu hinzuzufügende Wärmequelle über ein zusätzliches Speichermodul in das Gesamtsystem einzubinden. Dabei ist es wichtig ein möglichst geringes Bauvolumen und eine platzsparende Geometrie der Speichermodule zu realisieren. Dies setzt eine hohe Energiedichte der Speicher voraus, was beispielsweise durch Verwendung von Latentwärmespeichern mit auf das Temperaturniveau der Wärmequellen abgestimmten Phasenwechselmaterialien (PCM – Phase Change Material) erzielt werden kann.

2. Aufbau der Speichermodule

Eine Hauptkomponente des Systems stellt somit das im Rahmen des SmartHeat-Projektes neu entwickelte modulare Latentwärmespeicher-Modul dar. Der Behälter

eines solchen Speichermoduls besteht aus Kunststoff und besitzt eine annähernd würfelförmige Geometrie. Das Gesamtgewicht eines Speichermoduls beträgt ca. 100 kg bei einer Größe ohne Wärmedämmung von 47 cm x 50 cm x 54 cm (B x L x H). Abbildung 1 zeigt ein solches Speichermodul am Speicherprüfstand des Forschungs- und Testzentrums für Solaranlagen (TZS) am ITW. Im Bild nicht zu sehen sind zwei Tauchhülsen zur Bestimmung der Speichertemperatur sowie ein Sensor zur Bestimmung des Beladezustands an der Rückseite des Speichermoduls.

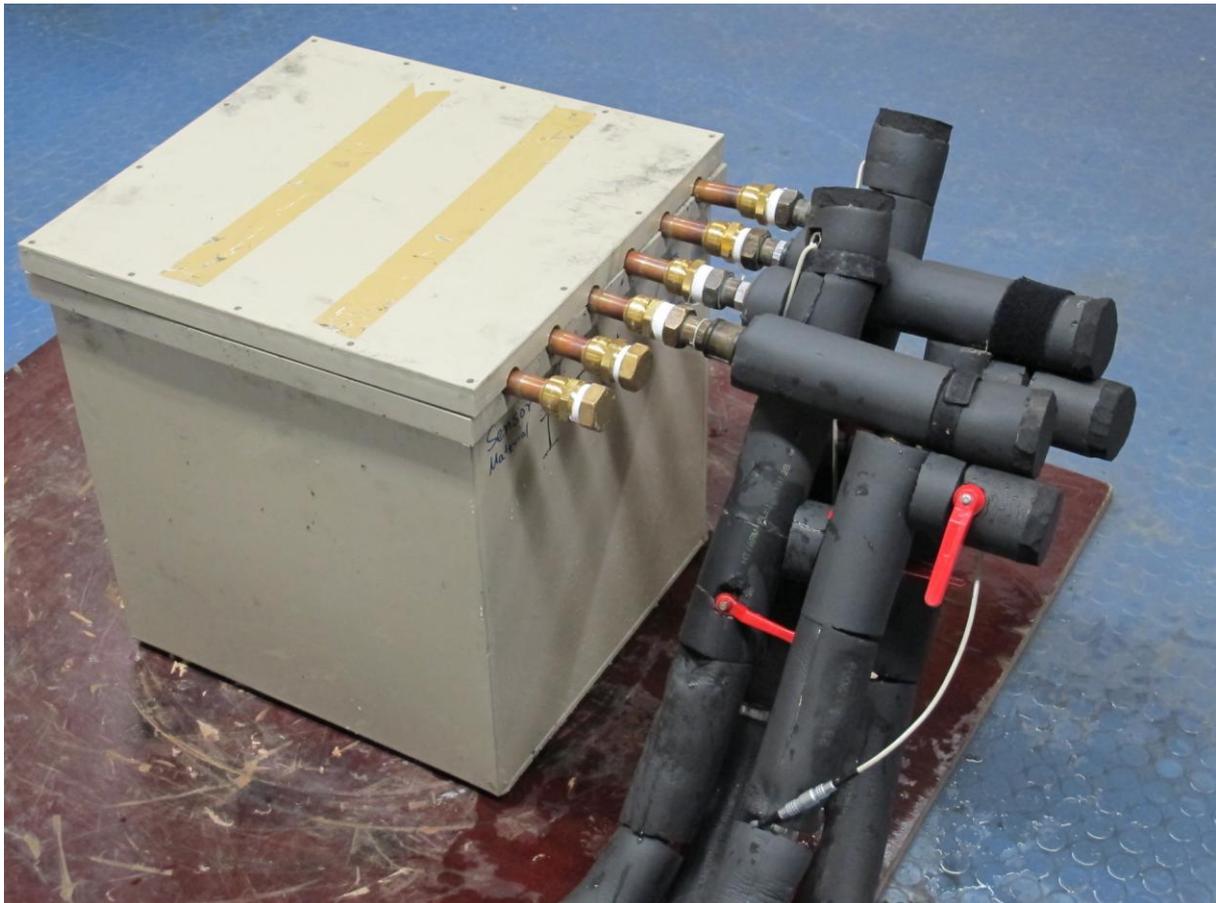


Abbildung 1: Speichermodul ohne Wärmedämmung, angeschlossen am Speicherprüfstand

Durch die spezielle Bauform ist eine platzsparende, „gestapelte“ Anordnung der einzelnen Speichermodule möglich. Über interne Lamellenwärmeübertrager können an einem Speichermodul drei hydraulisch getrennte Fluidkreisläufe angeschlossen werden. Ein Beladekreislauf und zwei Entladekreisläufe – je einer für die Trinkwassererwärmung und die Raumheizung. Als Speichermaterial kommen verschiedene Paraffine zum Einsatz. Die Auswahl erfolgt in Abhängigkeit der für den jeweiligen Anwendungsfall optimalen Schmelztemperatur. Paraffin besitzt eine relativ geringe Wärmeleitfähigkeit, was sich insbesondere negativ auf die erzielbare Entladeleistung des Speichermoduls auswirkt. Zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit wurde daher das Speichermaterial mit Graphit versetzt. Die dafür notwendigen Versuche und Technologieentwicklungen erfolgten ebenfalls im Projekt SmartHeat am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS). In Abbildung 2 ist das

eingesetzte PCM-Kompositmaterial bestehend aus Paraffin und Graphit zwischen den Sammlerrohren des Lamellenwärmeübertragers zu sehen.



Abbildung 2: Speicherinhalt: PCM-Kompositmaterial aus Paraffin und Graphit

3. Versuchsbeschreibung

Um die thermischen Kennwerte des Speichermoduls zu bestimmen, wurden in Anlehnung an die in EN 12977-3 [1] beschriebene Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen, definierte Be- und Entladungen über die dafür vorgesehenen Wärmeübertrager durchgeführt. Der Speicher wurde zu diesem Zweck mit einer Wärmedämmung aus 10 cm dicken Weichschaumplatten versehen. Für die Ermittlung der Temperatur im Inneren des Speichers wurde ein PT100-Widerstandstemperturfühler in einer Tauchhülse verwendet, die in der Mitte der rückseitigen Speicherwand, 27 cm über der Unterkante des Speichers positioniert ist. Während der Versuche wurden die Eintritts- und Austrittstemperaturen an den Wärmeübertragern sowie die Volumenströme in den drei hydraulischen Kreisläufen gemessen. Des Weiteren wurde während der gesamten Versuchszeit die Umgebungstemperatur des Speichers erfasst. Diese lag stets zwischen 19,6 °C und 20,7 °C.

Die thermischen Eigenschaften wurden für ein Speichermodul mit dem PCM-Kompositmaterial (Paraffin und Graphit) als Speichermaterial und zusätzlich als

Referenz für ein mit Wasser als Speichermaterial gefülltes Speichermodul bestimmt. Das eingesetzte Paraffin besitzt eine Schmelztemperatur von 42 °C.

Für die Durchführung der thermischen Prüfung des Speichers wurden die am ITW entwickelte und in der EN 12977-3 genormte Vorgehensweise angewandt [2], [3]. Alle durchgeführten Versuche bestehen aus einer Konditionierungsphase, einer indirekten Beladung und einer indirekten Entladung auf den Zustand nach der Konditionierungsphase. Die Konditionierungstemperatur betrug 20 °C. Die effektive latente und fühlbare Wärmekapazität des Speichers wurde aus den Messwerten bestimmt.

4. Ergebnisse

Abbildung 3 zeigt den zeitlichen Verlauf der am mit PCM-Kompositmaterial gefüllten Speichermodul gemessenen Größen für einen Be- und Entlade-Versuch. Der Speicher wurde über den Beladewärmeübertrager mit einer Leistung von ca. 500 W von 20 °C auf 70 °C Speichertemperatur erwärmt und anschließend mit einer konstanten Eintrittstemperatur von 20 °C und einem Volumenstrom von ca. 600 l/h über den Wärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung entladen. Bei der Beladung flacht der zeitliche Verlauf der Speichertemperatur beginnend bei ca. 35 °C ab.

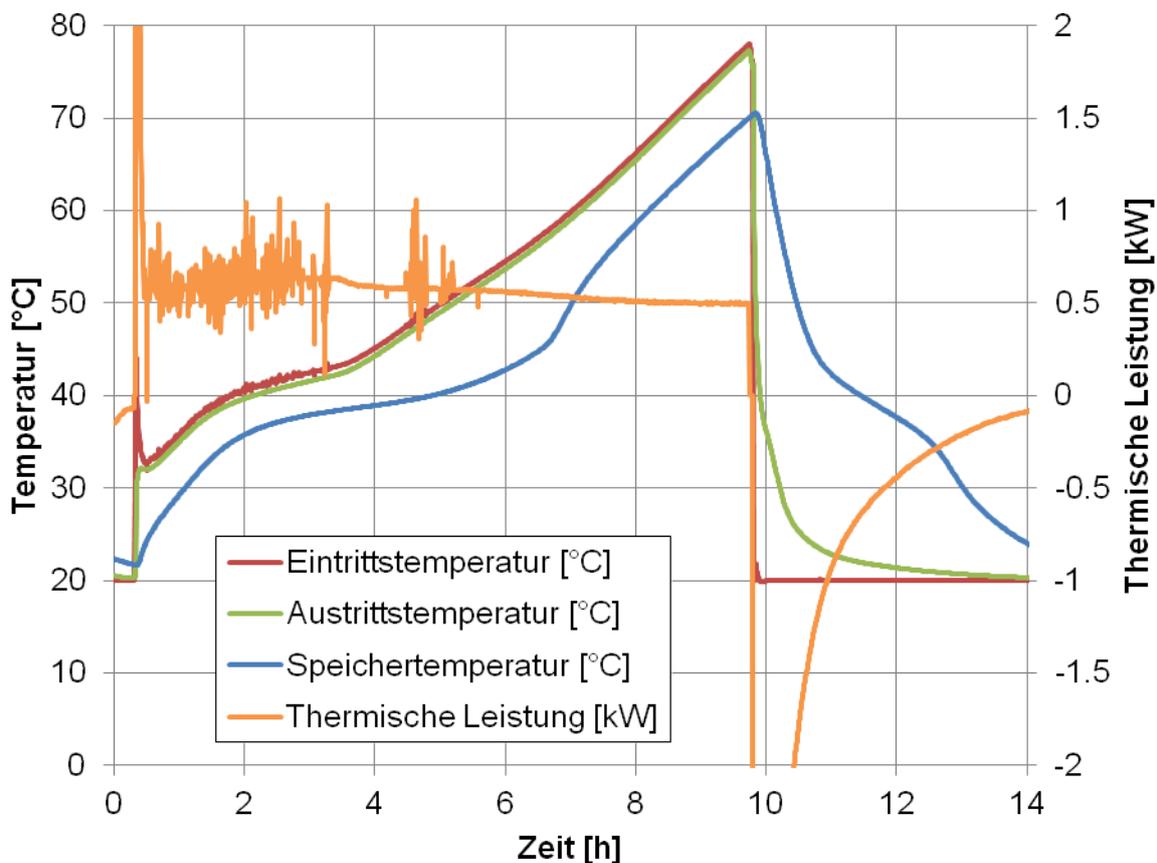


Abbildung 3: Zeitlicher Verlauf der Eintritts-, Austritts-, und Speichertemperatur sowie der übertragenen thermischen Leistung während der Be- und Entladung eines PCM-Kompositmaterial befüllten Speichermoduls

Dieser Bereich kennzeichnet den Schmelzbereich des eingesetzten Phasenwechsellmaterials. Ab ca. 50 °C entspricht die Steigung des Temperaturverlaufs wieder in etwa der Steigung vor dem Phasenwechsel. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in diesem Bereich der Phasenwechsel vollständig abgeschlossen ist und nun eine Erwärmung des flüssigen PCM's erfolgt. Das Diagramm zeigt weiterhin, dass die zugeführte thermische Leistung zu Beginn der Beladung den ursprünglich geplanten Wert von 500 W kurzzeitig deutlich überschritten hat.

Abbildung 4 zeigt die während der Beladung dem Speicher zugeführte Energie in Abhängigkeit von der Speichertemperatur für das mit dem PCM-Kompositmaterial befüllte sowie für das mit Wasser befüllte Modul. Der Verlauf der dem mit PCM-Kompositmaterial befüllten Speicher zugeführten thermischen Energie lässt sich grob in drei Bereiche unterteilen: Von 20 °C bis ca. 35 °C steigt die zugeführte thermische Energie annähernd linear an. In diesem Temperaturbereich befindet sich das gesamte Paraffin im festen Zustand. Ab ca. 35 °C nimmt die Steigung des Verlaufs stark zu. In diesem Bereich kommt es zum Schmelzen des Paraffins.

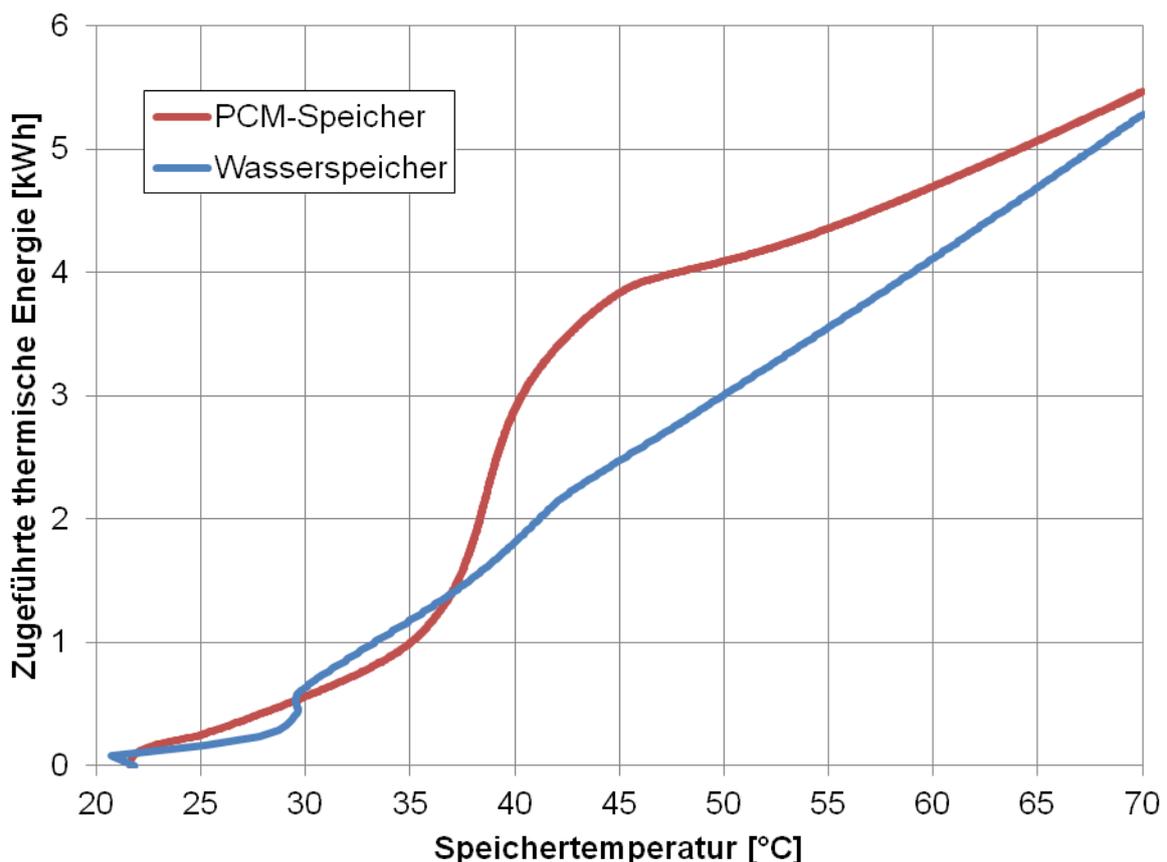


Abbildung 4: Verlauf der zugeführten thermischen Energie in Abhängigkeit von der Speichertemperatur während der Beladung eines mit PCM-Kompositmaterial (PCM-Speicher) und eines baugleichen, mit Wasser befüllten Speichermoduls

Ab ca. 50 °C liegt das gesamte Paraffin in flüssigem Zustand vor. Oberhalb dieser Temperatur ist der Verlauf der zugeführten thermischen Energie daher wieder annähernd linear. Die während der gesamten Beladephase auftretenden Wärmeverluste betragen ca. 3 % der insgesamt zugeführten Wärmemenge und können daher bei der Betrachtung des Zusammenhangs zwischen zugeführter thermischer Energie und Speichertemperatur vernachlässigt werden.

Im Gegensatz zum Verlauf der zugeführten thermischen Energie beim PCM-Speicher steigt die zugeführte thermische Energie beim Wasserspeicher im gesamten untersuchten Temperaturbereich annähernd linear in Abhängigkeit von der Speichertemperatur an. Im Temperaturbereich zwischen 40 °C und 45 °C weicht die Kurve vom linearen Verlauf leicht ab. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass sowohl der PCM-Speicher als auch der Wasserspeicher im Inneren einen Sensor zur Ermittlung des Beladungszustands besitzen, der mit einer geringen Menge Paraffin gefüllt ist. Im Verhältnis zur Gesamtspeichermasse ist die Masse des Paraffins im Sensor jedoch sehr gering. Im Bereich zwischen 20 °C und 30 °C weicht die Steigung des Verlaufs der zugeführten thermischen Energie beim Wasserspeicher stark von der Steigung des weiteren Verlaufs ab. Die zunächst sehr geringere Steigung lässt sich darauf zurückführen, dass aufgrund der Massenträgheit des den Wärmeübertrager umgebenden Wassers ein sogenannter Anlaufeffekt auftritt, d.h. es dauert nach dem Beginn der Beladung eine gewisse Zeit, bis sich eine quasi-stationäre Konvektionsströmung ausgebildet hat, die eine ausreichende Wärmeabfuhr vom Wärmeübertrager bewirkt.

Um die gespeicherte Energie beider Speichervarianten anhand der durchgeführten Versuche miteinander vergleichen zu können, ist es nötig bei der Darstellung von einer absoluten Speichertemperatur auf eine Temperaturdifferenz überzugehen. In Abbildung 5 ist die gespeicherte Energie in Abhängigkeit von der Differenz der Speichertemperatur zwischen Beginn und Ende einer Beladung aufgetragen. Die Anfangs- und Endtemperaturen sind dabei jeweils so gewählt, dass sie den gleichen Abstand von der Schmelztemperatur (42 °C) besitzen. Für eine Temperaturdifferenz von 20 K ergeben sich somit eine Anfangstemperatur der Beladung von 32 °C und eine Endtemperatur von 52 °C. Die Wärmekapazität des Wasserspeichers weist einen nahezu linearen Verlauf über der Temperaturdifferenz auf. Bei Temperaturdifferenzen über 25 K streuen die ermittelten Werte für den Wasserspeicher stark. Dies ist auf die zuvor beschriebenen Anlaufeffekte sowie die ungenaue Leistungsregelung zu Beginn des Versuchs zurückzuführen. Diese Werte werden daher im dargestellten Verlauf nicht berücksichtigt. Um dennoch die Temperaturdifferenz abschätzen zu können, bei der sich die Kurven der speicherbaren Energie des PCM-Speichers und des Wasserspeichers schneiden, wird eine lineare Extrapolation des Verlaufs der speicherbaren Energie des Wasserspeichers verwendet.

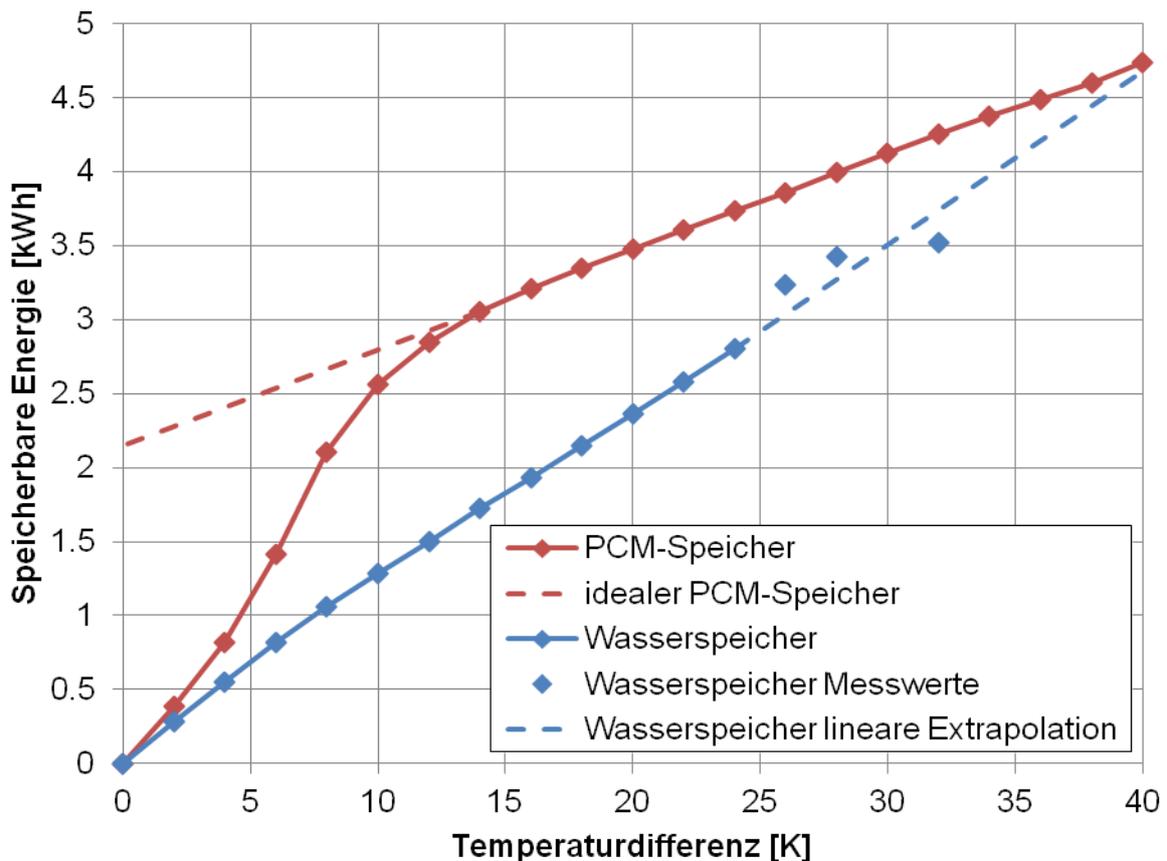


Abbildung 5: Verlauf der speicherbaren Energie über der Temperaturdifferenz zwischen Anfangs- und Endtemperatur bei Beladung eines Speichermoduls mit PCM-Komposit-Füllung und mit Wasserfüllung. Anfangs- und Endtemperaturen sind dabei jeweils so gewählt, dass sie den gleichen Abstand von der Schmelztemperatur (42 °C) besitzen.

Verglichen mit dem Verlauf der speicherbaren Energiemenge im Wasserspeicher weist der gemessene Verlauf der speicherbaren Energiemenge im PCM-Speicher bei kleinen Temperaturdifferenzen eine wesentlich größere Steigung auf. Bis zu einer Temperaturdifferenz von ca. 14 K profitiert der PCM-Speicher von der zusätzlichen latenten Wärmekapazität des Paraffins. Ab einer Temperaturdifferenz von ca. 14 K ist die gesamte latente Wärmekapazität des PCM Speichers ausgeschöpft – das gesamte Paraffin ist aufgeschmolzen. Über 14 K folgt der Verlauf der speicherbaren Energie daher annähernd einer Geraden. Die Steigung dieser Geraden ist aufgrund der niedrigeren spezifischen Wärmekapazität von flüssigem Paraffin geringer als beim Wasserspeicher. Somit ergibt sich ein Schnittpunkt beider Verläufe bei einer Temperaturdifferenz von ca. 40 K.

Erweitert man den Bereich des linearen Verlaufs der speicherbaren Energie des PCM-Speichers durch eine Extrapolation bis zur Temperaturdifferenz von 0 K, so erhält man als Abschnitt auf der Ordinate die theoretische latente Wärmekapazität des Speichers bei einer Schmelztemperatur von 42 °C. Diese Extrapolation stellt somit den Verlauf der speicherbaren Energie eines vergleichbaren idealen

Speichers, mit im Gegensatz zum realen Speicher homogener Temperaturverteilung im gesamten Speicher und einem Temperaturbereich des Phasenwechsels von $42\text{ °C} \pm 0\text{ K}$, dar.

Gegenüber einem Wasserspeicher gleicher Bauart weist der im Projekt SmartHeat entwickelte PCM-Komposit-Speicher eine höhere Speicherkapazität auf, sofern die Differenz zwischen Anfangs- und Endtemperatur der Speicherbeladung geringer als 40 K ist und der Bereich des Phasenwechsels im Temperaturintervall zwischen der Anfangs- und Endtemperatur der Speicherbeladung liegt. Bei einer Temperaturdifferenz von ca. 10 K besitzt der PCM-Speicher dabei eine etwa doppelt so große Speicherkapazität wie der Wasserspeicher.

In Tabelle 1 sind die ermittelten Speicherkennwerte des Wasserspeichers und des PCM-Speichers gegenübergestellt.

Tabelle 1: Kennwerte der beiden untersuchten Speichervarianten

		PCM-Speicher	Wasserspeicher
Volumen Speichermaterial	[l]	82	82
Gewicht (ohne Wärmedämmung)	[kg]	97	108
Speichermaterial	-	Paraffin/Graphit	Wasser
Effektive fühlbare Wärmekapazität des gesamten Speichers	[kJ/K]	233	421
Theoretische latente Wärmekapazität des gesamten Speichers	[kJ]	7.740	0
Speicherbare Wärmemenge im Temp.Bereich von 30 °C bis 50 °C	[kWh]	3,44	2,34
Speicherbare Wärmemenge im Temp.Bereich von 20 °C bis 60 °C	[kWh]	4,74	4,68
Speicherbare Wärmemenge im Temp.Bereich von 10 °C bis 70 °C	[kWh]	6,03	7,02

5. Zusammenfassung und Ausblick

Der im Projekt SmartHeat entwickelte und am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) untersuchte PCM-Speicher besitzt gegenüber einem Wasserspeicher gleicher Bauart bis zu einer Temperaturdifferenz von 40 K eine höhere effektive Speicherkapazität, wenn der betrachtete Temperaturbereich die Schmelztemperatur des Speichermaterials einschließt. Bei einer Temperaturdifferenz von ca. 10 K besitzt der untersuchte PCM-Speicher dabei eine etwa doppelt so große Speicherkapazität wie ein baugleicher Wasserspeicher. Für Anwendungen mit einer Beladung in einem großen Temperaturbereich, wie sie bei

einer solarthermischen Anlage vorliegen kann, ist jedoch ein Wasserspeicher aufgrund des besseren Preis-Leistungsverhältnisses vorzuziehen. Eine vielversprechende Einsatzmöglichkeit bietet die Kombination des PCM-Speichers mit einer Wärmepumpe, deren Quelltemperatur im Schmelzbereich des PCM-Speichers liegt.

Literaturquellen

- [1] DIN EN 12977-3, Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 3: Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen, Juni 2012
- [2] H. Drück, E. Hahne: Verfahren zur thermischen Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen, Tagungsband zum fünften Symposium Thermische Solarenergie, Seiten 190 - 194, Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg, Juni 1995
- [3] H. Drück, S. Bachmann, H. Müller-Steinhagen: Testing of Solar Hot Water Stores, Conference on Thermal Storage, March 14, 2008, Prague

Danksagung

Das Projekt SmartHeat wurde von der Europäischen Union im 7. Forschungsrahmenprogramm (FP7-BSG-SME-AG Fördernummer 243477) gefördert. Die Autoren danken für die gewährte Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Standards and Certification Schemes for Solar Thermal Collectors, Stores and Systems

An Overview about the latest Developments

Stephan Fischer^{a*}, Harald Drück^a

^a*University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany*

Abstract

During the last decade the use of solar thermal products has grown drastically all over the world. One reason for this increase was the implementation and continuous further development of specific standards series like the EN 12975 [1], EN 12976 [2] and EN 12977 [3] as well as the European certification scheme Solar Keymark which has become the most important certification scheme worldwide. The Solar Keymark being the world wide largest certification program with approx. 1600 certificates is not only accepted basically throughout Europe but is also introduced in other regions such as Northern Africa or Latin America and other countries like Japan or Canada. With the latest revision of the EN 12977 series Solar Keymark can now also be granted for so-called custom built solar thermal systems as well as for solar thermal heat stores.

In order to support the global solar thermal market further developments of the International Standards and the implementation of a global certification schemes are essential. The first steps have been taken in the field of the solar thermal collectors. In 2011 ISO TC 180 decided to join their efforts in the review of the EN 12975 series dedicated to solar thermal collectors with CEN TC 312 to come up with a joined standard. The FDIS/ISO 9806 is currently under enquiry and is expected to come in force as EN ISO 98096 by the end of 2013. This standard will pave the way towards a global certification scheme which is currently under discussion between the already existing schemes Solar Keymark and SRCC with the support of certification bodies (e.g. AENOR and DINCERTCO) and Research and Testing Centre for Solar Thermal Systems (TZS) at ITW, University of Stuttgart being one of the leading test laboratories worldwide. Apart from the well-known collector technologies the EN ISO 9806 will cover in addition concentrating and tracking collectors, air collectors and PVT collectors.

Besides the harmonization of existing standards another important topic is the development of new test procedures in order to make the existing standards applicable for new developments and to reduce testing costs as well as the implementation of new standards. Just lately ITW/TZS developed an indoor test procedure for complete solar thermal domestic hot water systems which will help to reduce the testing time and development periods. Examples for new standards are standards for the absorber durability, the durability and performance testing of evacuated tubes and the durability and performance testing of heat pipes which are currently under development in cooperation of ISO TC 180 and CEN TC 312.

Additional work is done in the project SpeedColl funded by the German Government. Here the project partners ITW/TZS and Fraunhofer ISE are developing test procedure for accelerating aging testing of complete solar collectors.

This conference contribution will give an overview of the current international standards, the ones to come and new test procedures. In the field of product certification it will provide a review of the existing Solar Keymark certification and an outlook to the currently discussed global certification scheme. The advantages of a global

* Stephan Fischer. Tel.: +49-711-685-63231; fax: +49-711-685-63503.
E-mail address: fischer@itw.uni-stuttgart.de

certification scheme on the future development of the worldwide market for solar thermal products will be described as well as the roadmap towards its implementation.

© 2013 Harald Drück, Stephan Fischer. Published by Elsevier Ltd.
Selection and/or peer-review under responsibility of ISES

Keywords: Type your keywords here, separated by semicolons ;

Solar Thermal Certification

The European standards EN 12975 for solar collectors, EN 12976 for factory made systems and EN 12977 for custom built systems were introduced in 2001. Since 2003, these standards have provided the basis for Solar Keymark certification, the most successful certification scheme to date with over 1,800 certificates awarded worldwide (as per March 2013). The standards have been a subject of continuous further development ever since, in order to stay abreast of the constantly increasing demands and new developments on the solar thermal market. This paper provides an overview of the latest developments in European and international standardization relating to collectors and solar thermal systems.

Solar collectors

The currently applicable version of the European standard series EN 12975 [1] was published in 2006 and serves as a yardstick for Solar Keymark certification. Given the growing market and the success of the Solar Keymark label, the standard is used by an increasing number of European test institutes. The extensive experience gathered and the development of new collector technologies in the past few years, however, left it unmistakably clear that the standard was in need of a thorough revision.

The revision was tackled over the past two years, predominantly within the framework of the European QAiST project (Quality Assurance in Solar heating and cooling Technology) and under the auspices of the European Committee for Standardisation CEN, working group CEN TC312 WG1. During this revision of EN 12975, the international Organisation for Standardisation (ISO) technical committee TC 180 decided to join the revision process with its international standard series ISO 9806 [4]. This presented the historic opportunity to elaborate an international collector standard under European leadership and on the basis of the existing EN 12975. To secure the necessary international acceptance, elements from Canadian, Australian and US standards were taken into account in the revision. The ensuing draft with the designation ISO/FDIS 9806 represents a major expansion of the current standard. It was approved in the beginning of August 2013 and is expected to be published as EN ISO 9806 at the end of 2013 and will then replace the current standards EN 12975-2 and ISO 9806 Part 1, 2 and 3. Following publication, the industry will for the first time possess an international collector standard as the recognized basis for a global certification scheme.

Alongside restructuring and streamlining of the contents of EN 12975-2, the following supplements and changes are particularly worthy of mention:

- Extension of the applicability of the standard to cover concentrating and tracking collectors, air collectors and PVT collectors (combinations of PV module and thermal collector to generate both electricity and heat).
- Definition of gross area as the reference for thermal performance.
- Definition of climate classes for the durability and reliability tests.
- Modification of the framework conditions for exposure testing: The total incident irradiance is now the relevant parameter, rather than the number of days with irradiance of least 14 MJ/(m²d). This leads to shorter testing periods and also permits measurements during winter.
- Modification of the rain penetration test with regard to test realization and the detection of water ingress.
- Minimum positive and negative pressure loads during mechanical load testing rose from 1,000 Pa to 2,400 Pa.

While EN 12975-2, as the standard specifying test methods, is to be incorporated into the new EN ISO 9806, the general requirements for solar collectors defined in EN 12975-1 remain valid. Even so, they were likewise subject to fundamental revision in the course of harmonization with European Construction Products Regulation. In accordance with the European mandate M/369 EN (Amendment to: Mandate to CEN/CENELEC Concerning the Execution of Standardisation Work for Harmonised Standards on M129 “Space heating appliance and energy capturing appliances”), it was necessary to add requirements relating to the following criteria:

- Fire safety and reaction in case of fire
- Release of dangerous substances
- Electrical safety (for PVT collectors only)
- Noise emissions (e.g. for air collectors with integrated fan)

Through the inclusion of these criteria, a chapter of conformity assessment and annex ZA, which documents harmonization of the standard with the construction products regulation, it will in future be possible for the manufacturers of solar collectors to attach a CE mark to their products on the basis of that directive.

The draft for the new EN 12975-1 standard is presently at the comment stage, meaning that publication can be expected by the end of 2014.

Components of solar collectors

A further field of standardization activity at European and international level concerns the development of the standard series EN ISO 22975 “Solar Energy – Collector components and materials” with the following three parts:

- Part 1: Evacuated tubes – Durability and performance
- Part 2: Heat-pipes for evacuated tubes – Durability and performance
- Part 3: Absorber surface durability

While parts 1 and 2 are being elaborated under ISO leadership, with a final publication expected in 2015, part 3 has already been finalized under European responsibility and can probably be published by the end of 2013. Part 3 is based on the so-called “TASK X” test which is already well-known in the solar thermal branch.

Solar thermal systems

In the field of solar thermal systems and storage tanks, the whole standard series EN 12977 “thermal solar systems and components – Custom-built systems” [3] was raised from a pre-standard to the status of an official European standard in June 2012. This standard comprises the following five parts:

- Part 1: General requirements for solar water heaters and combi-systems
- Part 2: Test methods for solar water heaters and combi-systems
- Part 3: Performance test methods for solar water heater storage
- Part 4: Performance test methods for solar combi-storage
- Part 5: Performance test methods for control equipment

The implementation of the aforementioned parts of the EN 12977 standard as “real” European standards now enables Solar Key mark certification not only for solar collectors and factory build systems, but also for water storage tanks, combi-storage tanks and for custom-built systems and their control equipment.

The Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) at the Institute for Thermodynamics and Thermals Engineering (ITW) of the University of Stuttgart has been involved in the development of all the above standards and also performs all the tests required by the standards. Over the past years, the TZS/ITW has furthermore developed an indoor test method for characterization of the thermal performance of factory made systems on the basis of EN 12976 [2]. With this method, it is for the first time possible to test complete solar thermal systems independently of both the weather and the season of the year, and thus to drastically shorten testing and development cycles. The heart of the method is a dynamic solar simulator developed at the TZS, which permits the radiation profiles of whole days to be reproduced realistically through corresponding modulation of the irradiation intensity.

Standards and certification procedures developed predominantly in Europe are gaining ever greater acceptance worldwide and already serve as a basis for equivalent standardization and certification schemes in further countries and regions outside Europe. Last year, for example, ITW spinoff SWT was decisive contributor to the ArSol (<http://solarthermalworld.org/content/arab-countries-germany-kick-meeting-arsolcertification-programme>) or SHAMCI certification scheme for the Arab region. Alongside, work continues to develop a global certification scheme within the IEA-SHC Task 43 “Solar Rating and Certification” as a first-ever basis for the globally uniform testing and certification of solar collectors.

The IEA-SHC Task 43 on “Solar Rating and Certification” has been extended with a period of two years, starting 1st July 2013 and ending 30th June 2015. The task will deal with harmonization of standardisation and certification of solar thermal products and will have a special focus on “Global collector certification”.

Within the task three subtasks are defined:

- - Subtask A: Harmonization of standards for solar thermal products
- - Subtask B: Harmonization of certification schemes for solar collectors
- - Subtask C: Organizational framework for global collector certification

References

- [1] EN 12975:2006: *Thermal Solar Systems and Components – Solar Collectors* – Part 1: general requirements, Part 2: Test Methods, 2006
- [2] EN12976:2006: *Thermal solar systems and components - Factory made systems* — Part 1: general requirements, Part 2: Test Methods, 2006
- [3] EN 12977: 2012, *Thermal solar systems and components — Custom built systems* — Part 1 – 5, 2012
- [4] ISO 9806: Test methods for solar collectors, Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors, including pressure drop, Part 2: Qualification test procedures, Part 3: Thermal performance test of unglazed heating collectors including pressure drop, 1995



SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry
September 23-25, 2013, Freiburg, Germany

Development of multifunctional building components (MultiKomp) – Comparison of different concepts

Natalie Gohl^{a*}, Anja Loose, Sven Stark and Harald Drück

^a *University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing
Centre for Thermal Solar Systems (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany*

Abstract

Multifunctional solar thermal building components combine three essential elements of buildings in one single compact component: thermal energy generation, thermal insulation and protection against environmental influences. The goal of the project ‘MultiKomp’ (Full title: ‘Development of multifunctional solar building components; Phase I: Basic research activities’) introduced in this paper is to develop multifunctional building components that simplify the integration of solar thermal technology into building façades and thus allow for cost reduction and an increase in the solar fraction of the total heat demand of buildings. MultiKomp modules demonstrate their advantages compared to common solar thermal systems especially in buildings with limited roof area suitable for thermal collectors and/or limited space for large thermal stores, like apartment buildings especially in the case of retrofitting. Besides the presentation of the project itself, this paper focuses on the results of dynamic system simulations carried out with TRNSYS to predict the thermal performance of several prototypes. The results of these simulation studies provided the basis for the final design of two prototype concepts which are also introduced and explained.

© 2014 The Authors. Published by Elsevier Ltd.

Selection and peer review by the scientific conference committee of SHC 2013 under responsibility of PSE AG.

Keywords: Multifunctional solar thermal building components; building integration; solar thermal systems, solar thermal façades

1. Introduction

According to the 2030 vision of the German and European technology platforms DSTTP (Deutsche Solarthermie-Technologieplattform) and ESTTP (European Solar Thermal Technology Platform), so called "Solar Active Houses" are to become the standard technology in residential buildings. New buildings of this type cover their entire heating and cooling needs completely by solar thermal energy. In the case of refurbishment a solar share of at least well over

* Corresponding author. Tel.: +49-711-685-63539; fax: +49-711-685-63503.

E-mail address: gohl@itw.uni-stuttgart.de

50 % is to be achieved by "Solar Active Modernization" [1]. To achieve this increase in the solar fractions, relatively large collector areas and heat stores are required. Especially in multi-story compact residential buildings, an extension of the collector area of conventional solar thermal systems is not possible due to a lack of suitable roof area. A viable alternative is therefore the architectural integration of solar thermal technology in façades. The façade integration of solar thermal collectors is particularly interesting for systems with high solar fractions, because here the seasonal course of the solar irradiation better matches the space heating load. Stagnation times are reduced, as well, compared to roof installed solar thermal collectors. The double function of the collector leads to an improved thermal insulation and hence less heat losses of both the collector and the building. Furthermore the solar collector can also be used as a design element [2].

The aim of the activities of the MultiKomp project is more advanced than most other comparable approaches known up to date. Instead of just concentrating on one component of a heating system, like the façade integration of solar thermal collectors, the aim is the development and façade integration of a solar thermal system as a whole for the purpose of domestic hot water preparation and/or space heating within the building envelope. This innovative building element needs to be capable of meeting the thermal requirements of the building (heat generation, storage and distribution) combined with a simultaneous reduction of the transmission heat losses. Improvements in terms of insulation, shading and active use of solar building components are not the only aspects that have to be considered with active energy façades compared to conventional systems, they also have to improve comfort conditions, satisfy esthetical aspects [2] and fulfil the requirements resulting from standards and directives related to the building envelope.

The design, dynamic building simulation, as well as the development, construction and manufacturing of several prototypes are activities within this project. Furthermore the prototypes will be examined under laboratory conditions for their solar thermal performance and thermo-physical properties. A set-up of an outdoor test facility and the performance of outdoor tests are planned as well in order to investigate the function of the multifunctional components under real operating conditions.

Besides the presentation of the project itself, the focus of this paper lies on the presentation and discussion of the results of the dynamic system simulations carried out with TRNSYS in order to predict the thermal performance of the prototypes. The results of these simulation studies lead to the final design of the two chosen prototype concepts.

Nomenclature

AUX	Auxiliary heater
DHW	Domestic Hot Water
DSTTP	Deutsche Solarthermie- Technologieplattform
ESTTP	European Solar Thermal Technology Platform
FLUENT	Fluid dynamics software (ANSYS)
ICS	Integrated Collector Storage system
SH	Space Heating
TRNSYS	Transient Systems Simulation Software

2. Development of system concepts and pre-selection of most promising concepts

Taking into account the following basically known key technologies for heat generation, heat storage, heat distribution and thermal insulation and by combination of these technologies like 'puzzle pieces', a variety of different concept ideas was developed at the beginning of the project. For heat production both, common components such as flat plate collectors or evacuated tube collectors, as well as less common options such as solar air collectors, transparent thermal insulation or approaches for integrated collector storage systems (ICS) have been considered. Possible alternatives for the heat storage besides conventional hot water tanks such as thermochemical heat storage (e.g. zeolites) and latent heat storage (e.g. paraffin or salt hydrates) were considered as well. For heat

distribution, surface heating systems like wall or floor heating systems, radiators or air heating systems – optionally with heat recovery unit- were considered. In addition to conventional insulation materials, the capabilities of more recent developments such as vacuum insulation panels or switchable thermal insulations materials were examined.

In total sixteen different concept ideas have been developed by the combination of the different collector, heat storage, heat distribution and insulation approaches mentioned above.

An evaluation matrix was used to enable a pre-selection of the most promising concept ideas, which were then examined in detail by simulation studies. The following evaluation criteria were considered and weighted according to their importance:

- Active or passive space heating
- Domestic hot water preparation
- Active cooling in summer
- Technical feasibility
- Design (esthetical integration in the building envelope)
- Degree of innovation
- Expected costs and complexity
- Expected efficiency / thermal performance
- Difficulties with building regulations
- Persistence, stability, maintenance effort
- Thermal comfort.

Based on the results of the evaluation, five system concepts were selected (sketches see *Fig. 1*). The **first** concept is a rather complex system with two separate thermal stores for domestic hot water and space heating. The stores are arranged on top of each other. The storage material of the space heating store is considered to be a phase change material with a suitable melting temperature range. For the domestic hot water store either water or also a phase change material is intended to be used. The thermal insulation between the stores as well as between the stores and the interior of the building is planned as vacuum insulation. The charging of the stores is accomplished by solar thermal vacuum tube collectors. For heat distribution a wall heating system with capillary tubes is considered.

The **second** system concept is similar to the first one with the only variation that the stores are arranged side by side to each other.

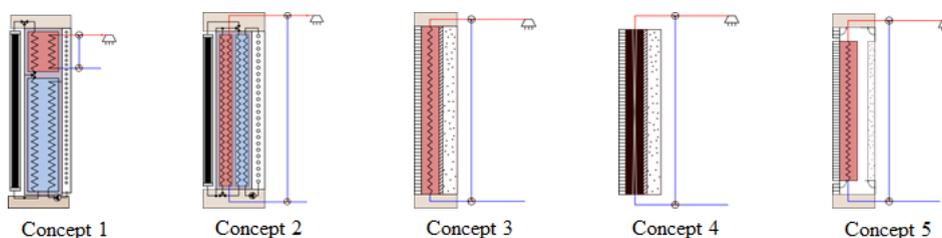


Fig. 1 Pre-selected MultiKomp system concepts.

The **third** approach is of much simpler structure, since in contrast to the first two concepts there is no active space heating foreseen. Only passive contributions and absorption of temperature peaks in summer are possible by means of a wall material with integrated microencapsulated phase change materials. A transparent thermal insulation allows the solar radiation – depending on the incident angle – to pass and heat up the hot water store behind. The transparent insulation also functions as a thermal insulation of the hot water tank towards the outside. A similar approach was selected as the **fourth** concept to be simulated. The only difference to the third approach is that a phase change material is used instead of water as store material for the domestic hot water store.

For the **fifth** concept idea the principle of a so called Trombe wall was used for a semi-active space heating concept. Solar radiation passes through a transparent heat insulation and heats the water in a hot water store placed

directly behind. This store is designed exclusively for domestic hot water preparation. The air in a gap between the store and the wall is also heated. If the air temperature in the gap is higher than the room temperature, two ventilation flaps in the wall are opened. Driven by the temperature dependent density difference of the air, a natural air circulation between air gap and room takes place, which heats the room behind. Two additional ventilation flaps in the outer wall could be used to prevent overheating of the room in summer.

In a next step, simulation models for each of the five system concepts were developed in TRNSYS in order to analyze their potential for providing solar heat for domestic hot water and space heating by dynamic system simulation studies. Different setups were simulated to obtain the optimum configuration of each system concept.

3. Simulation Studies

3.1. Dynamic system simulations with TRNSYS

For the dynamic simulation of the thermal behavior of the selected MultiKomp concepts in TRNSYS existing simulation models (Types) were used when possible, such as the collector model (Type 332) [3], and the multi-zone building model (Type 56a). In order to simulate the wall integrated thermal store, a numerical calculation model was developed within the project, which is suitable for both water and phase change materials. The calculation method is based on the solution of an enthalpy balance for the store. Energy supply and removal of heat is either possible through so called double ports which means direct mass flows into and out of the store, or by means of a specific energy flow over a defined store surface. No internal heat exchangers are implemented in the store model. The behavior of a transparent thermal insulation was modeled using a procedure described by the German organization Fachverband Transparente Wärmedämmung e.V. [4]. In this procedure, mean values for the total energy transmittance of the insulation are calculated from the direct and diffuse energy transmittance factors provided by the manufacturer and using empirically derived factors for the direct energy transmittance factor depending on the month and the orientation of the insulation.

The location chosen for the simulations is Wuerzburg, Germany. The annual solar radiation on a south facing vertical wall is 842 kWh/m² for this location, which is about one third less compared to a south facing surface with a slope angle of 45°. The distribution of the solar radiation over the year is more equal on a vertical wall, due to the lower position of the sun in winter; the solar radiation from October to March is higher compared to a horizontal plane. The heat demand for space heating is 2 268 kWh/a for the reference building. In this case, the reference building is represented by an office container, because the outdoor test facilities have been planned to be integrated into the respective containers, with the south facing wall replaced by a MultiKomp module.

In order to simulate domestic hot water tapplings, the medium sized tapping profile defined in DIN EN 13203-2 was selected. Several hot water tapplings of different quantities are performed distributed over each day. The yearly heat demand for domestic hot water is 2 139 kWh/a.

The varied parameters were the total thickness of the module, the thickness of the thermal insulation, the storage materials (water or phase change materials with different melting temperatures), the volume of the heat store and – depending on the system concept – the wall thickness, the thickness of the air gap or the properties of the transparent thermal insulation. The module area and accordingly the collector area were defined to one square meter for each module. This area would be too small for a real system and was chosen for reasons of comparability only.

The best concept configuration of each concept idea was selected by the comparison of the module (= solar) contribution to the total heat demand, for space heating and/or domestic hot water, respectively. The solar fraction is defined as the ratio of the solar heat provided by the module and the total heat demand for the application. In case of the contribution to the space heating demand, the deviation between the heat demand of the reference building (without MultiKomp module) and the additional heat to be provided by the auxiliary heater in case of the MultiKomp module was considered as the solar contribution to space heating, because some of the simulated concepts only allow for passive space heating. Table 1 shows the simulation results of the optimum configuration of each system concept. The heat demand for space heating and domestic hot water preparation of the optimum version

for each concept as well as the values for the reference building or container respectively, are listed in the first two rows. The solar contributions to space heating lie between 1.1 % (passive) and 6.9 % (active). The contributions to domestic hot water are in the range of 16 % - 20 %; the solar contribution to the total heat demand is between 8.6 % for concept 5 and 13 % for concept 1 and concept 2.

Table 1: Simulation results: Auxiliary Heat demand for space heating and heat provided by the MultiKomp modules for domestic hot water preparation as well as the solar fractions of the optimum version of each simulated concept. The heat demand for space heating and domestic hot water of the reference building are 2 268 kWh/a and 2 139 kWh/a, respectively.

Standard module area 1 m ²	Concept 1	Concept 2	Concept 3	Concept 4	Concept 5
Auxiliary heat demand space heating [kWh/a]	2 113	2 115	2 243	2 239	2 227
Solar heat for domestic hot water [kWh/a]	419	421	372	361	336
Solar fraction space heating [%]	6.9	6.7	1.1	1.3	1.8
Solar fraction domestic hot water [%]	19.6	19.7	17.4	16.9	15.7
Solar fraction total heat demand [%]	13.05	13.01	9.02	8.87	8.56

Two prototype concepts were selected based on the simulation results presented in Table 1 and the additional requirement to realize two concepts for further investigations which are preferably rather different. From the five concepts which were simulated, the concept 3 and concept 2 were identified as the most suitable ones and in the following referred to as MultiKomp Prototype Module 1 and MultiKomp Prototype Module 2, respectively.

As mentioned before, the reference module area in the simulation studies was only 1 m², which results in relatively small solar fractions. Thus, additional simulations with different module areas were performed for the two prototype concepts. The results of these simulations are shown in Fig. 2. The module area was varied between 1 to 6 m² for both prototypes. The diagram on the left shows the solar fraction of MultiKomp Prototype Module 1. Up to 70 % of the domestic hot water demand could be provided by the module (blue dashed line). The green dotted line shows, that the contribution to the space heating demand is only about 10 % for a module area of 6 m². Due to the fact that MultiKomp Prototype Module 1 provides no active space heating, the main source of this contribution is the reduction of the building heat losses to the environment. The total solar contribution (solid red line) for the 6 m² module area is about 10 % higher for MultiKomp Prototype Module 2 (diagram on the right). Although the contribution to domestic hot water preparation is about 5 % lower, the contribution to space heating is with about 40 % at 6 m² notably higher. This is not only due to the active use of solar energy for space heating. Also the active charging of the stores via the solar thermal collectors, instead of direct, passive charging via solar thermal insulation as is the case with MultiKomp Prototype Module 1, improves the performance considerably.

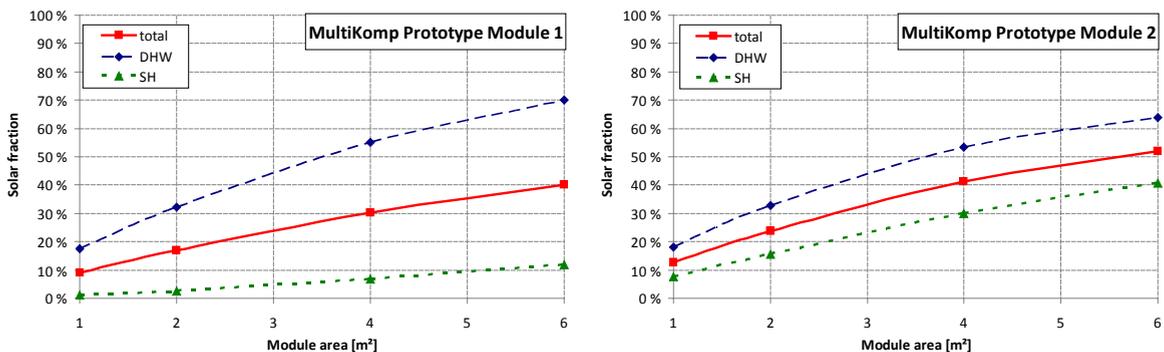


Fig. 2 Solar thermal fraction of the heat demand by MultiKomp Prototype Module 1 (left) and MultiKomp Prototype Module 2 (right) for different module areas; Location: Wuerzburg, Germany.

In the simulations presented above, the MultiKomp modules were integrated in the south facing wall of the reference building or office container, respectively. To estimate the performance of the modules under more realistic conditions, simulations were performed, where the modules were installed in different reference dwellings. Information on the heat demands of the respective reference dwelling is listed in Table 2. The simulation results for MultiKomp Prototype Module 2 and module areas from 1 to 10 m² are displayed in Fig. 3. As anticipated, the highest solar fraction can be expected from the system which is integrated in a passive house (blue line), which has with 15 kWh/(m²a) the smallest specific heat demand of the four reference dwellings. Up to 56 % of the total heat demand could be provided by solar thermal energy. The second best results can be expected for a south-facing apartment – displayed in green – with a living area of 80 m² and a specific space heating demand of 44 kWh/(m²a). Although the heat demand and living area are similar for the west-facing apartment, the expected solar fraction is considerably lower (yellow line), due to the unfavorable orientation of the collector area. In the same range concerning the thermal performance is the module integrated in combination with a single family house which has a thermal insulation according to the German Energy Savings Regulation EnEV 2005 and is displayed in red in the diagram in Fig. 3.

Table 2 Living area and annual heat demand of the four reference dwellings (^{*} EnEV 2005: German Energy Savings Regulation; ^{**} SH: space heating; ^{***} DHW: domestic hot water).

Reference dwelling	Single-family house (EnEV [*] 2005)	Single-family house (Passive house)	Apartment; (South-facing)	Apartment; (West-facing)
Living area [m ²]	128	128	80	80
Heat demand SH ^{**} [kWh/a]	9 077	1 889	3 511	3 647
Specific heat demand SH ^{**} [kWh/(m ² a)]	71	15	44	46
Heat demand DHW ^{***} [kWh/a]	2 139	2 139	768	768

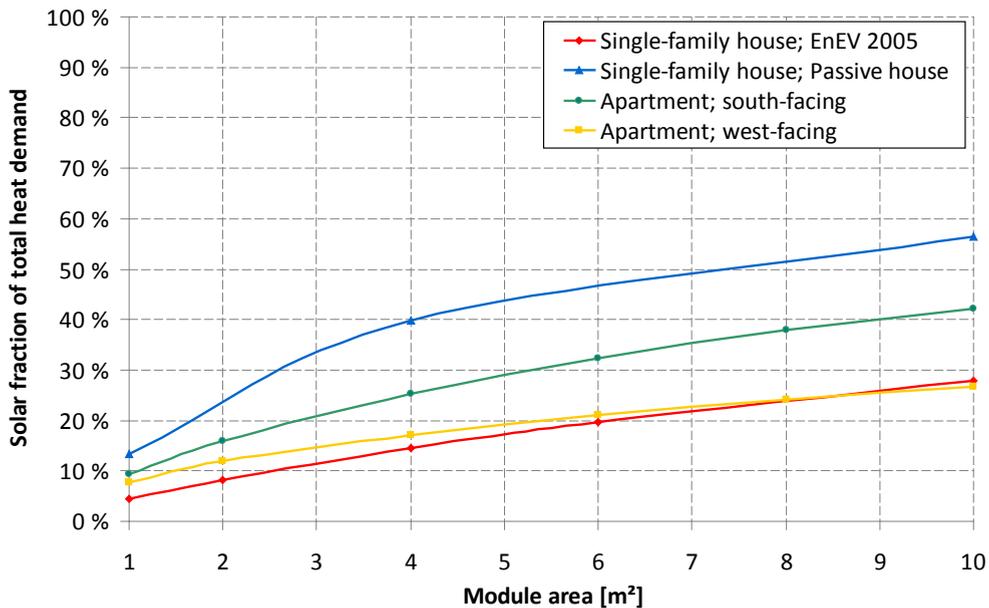


Fig. 3 Solar fraction of the total heat demand for different building types by MultiKomp Prototype Module 2; Location: Wuerzburg, Germany.

3.2. Steady-state module temperature distributions

Computational fluid dynamics simulations have been performed in order to obtain the steady-state temperature distribution inside the prototypes for different boundary conditions. The main focus of these simulations was the influence of different parameters on the heat flux over the inner and outer surface of the prototypes and the surface temperature at the inner surface. The results of these simulations indicate for example values for maximum store temperatures and the required type and thickness of the thermal insulation material. For example: For both prototypes, the influence of the thickness of the vacuum insulation panels and the influence of different store temperatures were analyzed. In other simulations, the vacuum insulation was replaced by a conventional insulation material. Fig. 4 shows exemplary temperature distributions for MultiKomp Prototype Module 1. The reference setup is compared to a setup, where the vacuum insulation was replaced by a conventional insulation. It was assumed that the hot water store has a constant water temperature of 70 °C in both cases. Ambient temperature and room temperature are constant with values of 10 °C and 20 °C, respectively. In the reference case, the mean surface temperature of the inner wall is 21.09 °C. With a conventional insulation, the surface temperature would increase to a mean value of 25.06 °C.

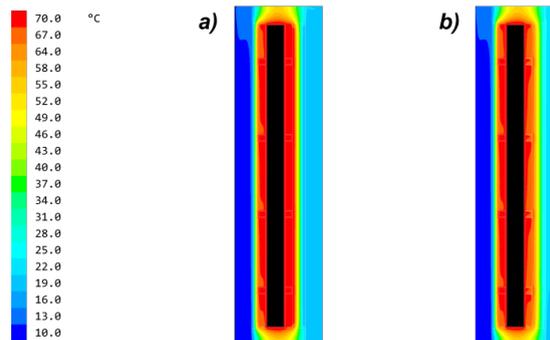


Fig. 4 Steady-state temperature distribution inside the MultiKomp Prototype 1 module with **a)** 50 mm vacuum insulation panels ($\lambda = 0.005 \text{ W/(mK)}$) and **b)** 50 mm conventional insulation material ($\lambda = 0.05 \text{ W/(mK)}$). The colour coding indicates the temperatures in the respective cells between 10 °C (blue) and 70 °C (red).

4. Current project status: Technical realization of the prototype modules

In this section, the steps from the first concept ideas towards the current prototype designs are described. The first concept ideas only include a rough description of the system functionality in principle and the used components. In the next step, the concepts were analyzed regarding the dimensions of the used components and their thermo-physical properties in order to generate the parameters for the dynamic system simulation studies. For this purpose, market available products were investigated and compared. Depending on the results and findings of the simulation studies and other assessment criteria like costs or suitability for the application in specific types of buildings, a more refined design of the main prototype components were made as described in the following.

4.1. Technical implementation of MultiKomp Prototype Module 1

The hot water store is one of the most important components of MultiKomp Prototype Module 1. Different challenges have been identified during the planning of the store design. Due to the integration of the store into a wall, the store should preferably have a rectangular cross-section instead of a typical cylindrical shape. Due to this geometry, a non-pressurized store solution was chosen. Store material is 12 mm polypropylene. Four stiffeners are distributed over the store height to prevent deformation of the store. **The transparent thermal insulation** combines two main functions: Thermal insulation of the store to the environment and collection of solar thermal energy for the

direct charging of the store. Therefore a product had to be found which combines both, a low heat transfer coefficient and a high total energy transmission factor. The product which proved to be most suitable for this application is a product, which consists of silica based aerogel which is inserted between two glass plates. **The PCM-wall** on the room-orientated side of the store consists of two layers of gypsum board with inserted microencapsulated paraffin with a melting temperature of 23 °C. The gypsum plates are part of a metal stud construction, which contain also the insulation between the store and the room. In deviation from the first concept, aerogel mats were used as insulation material instead of vacuum insulation panels due to constructional reasons. **The module frame** is constructed of aluminum profiles. A polypropylene layer in the middle of the frame is included in order to reduce thermal bridges. The store is mounted on a sandwich panel in order to provide thermal insulation on the bottom. Top and sides of the store are insulated with vacuum insulation panels. **The hydraulic components** are positioned to the left, adjacent to the store. The main components are a circulation pump, a flat plate heat exchanger and a thermostatic mixing valve.

The final design of MultiKomp Prototype Module 1 is shown in *Fig. 5*. The module area is about 2 000 x 2 500 mm. The hot water store has a capacity of 400 l. At present, the prototype is under construction at the Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) of the Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) at the University of Stuttgart. First results of laboratory measurements are expected before the end of the year 2013.

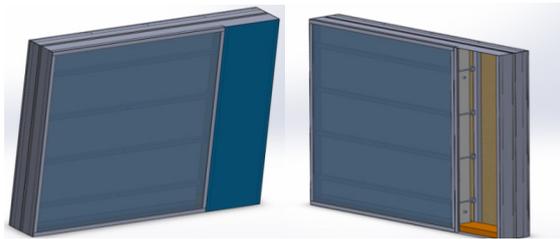


Fig. 5 Design of MultiKomp Prototype Module 1 (illustration without thermal insulation and hydraulic components).

4.2. Technical implementation of MultiKomp Prototype Module 2

MultiKomp Prototype Module 2 is currently still in the planning phase. Its construction will be accomplished following to the construction of MultiKomp Prototype Module 1. The anticipated design of MultiKomp Prototype Module 2 is shown in *Fig. 6*. Different to the initial idea, the solar thermal façade collectors will not be a part of the module but will be placed next to the store and hydraulic module. The advantage of this configuration is the decoupling of collector area and store volume, with the result that a larger collector area can be realized. The module could be placed under a window as replacement of the window sill. Main components of MultiKomp Prototype Module 2 are the store module – which consists of two thermally and spatially decoupled store volumes for domestic hot water and space heating – the hydraulic components and the thermal insulation. The domestic hot water store is filled with water as storage material; the space heating store is anticipated to contain polypropylene sheets with microencapsulated salt hydrate cores. The phase change material will be surrounded by water in order to charge and discharge the store directly. For thermal insulation of the stores vacuum insulation panels will be used. The hydraulic components will be included in the module as far as possible.

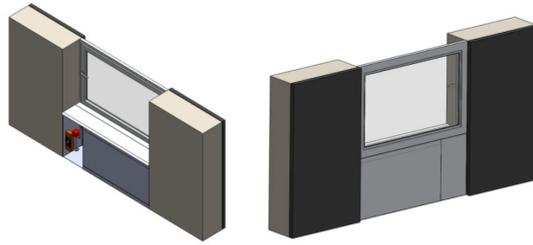


Fig. 6 Anticipated design of Prototype 2. The store is located under a window; façade collectors are placed to the right and the left of the module.

Acknowledgements

The project MultiKomp-I (Development of multifunctional solar building components, Phase I: Basic research activities) is financially supported by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU), based on a decision of the German Bundestag by Projektträger Jülich (PTJ) under the grand number 0325985A. The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication.

References

- [1] Bokhoven, T et al. Solar Thermal Vision 2030 - Vision of the usage and status of solar thermal energy technology in Europe and the corresponding research topics to make the vision reality, European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP); 2006.
- [2] Kerskes, H, Müller-Steinhagen, H. Nutzung passiver Effekte bei der aktiven solaren Gebäudeheizung. Fachtagung Solares Heizen, Intersolar 2002; Freiburg, Germany; 2002.
- [3] Perers, B, Bales, C. A Solar Collector Modell for TRNSYS Simulation and System Testing. A Report of IEA SHC – Task 26, Solar Combisystems, December 2002. Solar Energy Research Center SERC; Börlänge, Sweden; 2002.
- [4] Platzer, W. Bestimmung des solaren Energiegewinns durch Massivwände mit transparenter Wärmedämmung. Richtlinie des Fachverbands Transparente Wärmedämmung e.V., Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme; Freiburg, Germany; 2000.

Thermo-chemische Energiespeicherung für die solare Gebäudebeheizung

Das Ziel der Bundesregierung, Deutschland zu einer der energieeffizientesten und umweltschonendsten Volkswirtschaften der Welt zu entwickeln, wird große Anstrengungen in den Bereichen der effizienten Energienutzung, der Energiewandlung und der Energiespeicherung erfordern. Der Schlüsseltechnologie „thermische Energiespeicherung“ kommt bei der Umsetzung der national und international angestrebten Klimaschutzziele, im Hinblick auf die Reduktion des fossilen Energieverbrauchs, einer Verringerung der CO₂-Emissionen und einer effizienten, zukunftsicheren Energieversorgung eine entscheidende Bedeutung zu. Vor dem Hintergrund einer immer größer werdenden Zahl an fluktuierenden Energiequellen wird die Notwendigkeit geeigneter Speichertechnologien deutlich. Betrachten wir die Aufteilung des Energiebedarfs nach Anwendungsbereichen (siehe Abbildung 1) ist offensichtlich, dass mehr als die Hälfte (56 %) des deutschen Energiebedarfs für die Bereitstellung von Wärme aufgewendet wird. Etwa zweidrittel hiervon wird in Form von Niedertemperaturwärme für die Gebäudebeheizung benötigt.

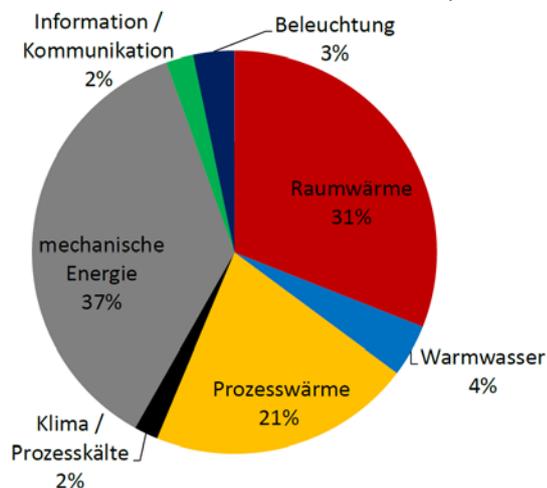


Abbildung 1 Energiebedarf nach Anwendungsbereichen in Deutschland 2010 [7]

Zahlreiche Studien und die praktischen Erfahrungen der letzten Jahre zeigen, dass die Solarthermie die geeignete Technologie ist, um im Wärmesektor den Anteil der regenerativen Energien deutlich zu steigern. So wird beispielsweise in der Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie 2030 der Deutschen Solarthermie-Technologieplattform (DSTTP) aufgezeigt, dass bei einer forcierten Marktentwicklung bis 2030 etwa 50% des Gesamtwärmebedarfs in Deutschland solarthermisch gedeckt werden kann. Voraussetzung hierfür ist jedoch, dass entsprechend dem Ausbau der installierten Kollektorleistung auch genügend Speicherkapazitäten zur Verfügung stehen. Die Erzielung hoher solarer Deckungsanteile (>50%) bei der solarthermischen Gebäudebeheizung eine effiziente Speichertechnologie voraus. In diesem Zusammenhang werden neben verbesserten Warmwasserspeichern zunehmend alternative Speichertechnologien interessant. Ein ausgezeichnetes Beispiel hierfür ist die so genannte „thermochemische Energiespeicherung“. Unter diesem Begriff werden Verfahren zusammengefasst, die auf Sorptionsprozessen oder reversiblen chemischen Reaktionen beruhen. Die Wärmespeicherung durch Adsorptionsprozesse wird im Allgemeinen ebenfalls dieser Kategorie zugeordnet. Es handelt sich hier jedoch um physikalische Effekte, die den Wärmeumsatz verursachen und nicht um chemische (d.h. stoffumwandelnde) Reaktionen. Unter chemischer Wärmespeicherung wird der Mechanismus verstanden, durch reversible endotherme Reaktionen einem System Energie zuzuführen und die gleiche Energiemenge

bei einer exothermen Rückreaktion wieder freizusetzen. Die Technologie zeichnen sich unter anderem dadurch aus, dass die pro Volumen gespeicherte Energie deutlich höher ist als bei der Speicherung von fühlbarer Wärme.

Seit mehreren Jahren werden am Forschungs- und Testzentrum (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart (ITW) intensive Forschungsarbeiten im Bereich der Adsorptionsprozesse und der reversiblen chemischen Gas/Feststoffreaktionen zur thermischen Energiespeicherung durchgeführt.

Thermo-chemische Energiespeicherung

Auch wenn derzeit noch keine kommerziellen Produkte zur thermo-chemischen Energiespeicherung am Markt verfügbar sind, verspricht die Technologie für die Zukunft enorme Potentiale. Das Prinzip der nachfolgend vorgestellten thermo-chemischen Wärmespeicherung beruht auf einer Kombination der exothermen Adsorption von Wasserdampf an Zeolithen und der exothermen Reaktion von Wasserdampf an Salzanhydraten. Bei diesen reversiblen Prozessen lagern sich Wassermoleküle in den Mikroporen der Zeolithe an bzw. reagieren mit dem Salzanhydrat zu einem Salzhydrat. In beiden Fällen wird Wärme freigesetzt, so dass der Prozess als Wärmequelle genutzt werden kann. Durch Zufuhr der gleichen Energiemenge in Form von Wärme auf höherem Temperaturniveau (120 bis 180 °C) wird die Rückreaktion durchgeführt, das heißt, die angelagerten Wassermoleküle werden wieder ausgetrieben. Dieser Vorgang stellt die thermische Beladung des Speichers dar. Werden die Ausgangsstoffe, Zeolithe bzw. Salzanhydrat hermetisch von Feuchtigkeit abgeschlossen gelagert, kann der energetische Zustand über einen beliebig langen Zeitraum erhalten werden. Auf diese Weise ist eine quasi verlustfreie Wärmespeicherung möglich. Erst in dem Moment, in dem dem getrocknete Speicher material wieder Wasserdampf gezielt zugeführt wird, wird die Wärme freigesetzt. Wärmeverluste treten nur während der Be- und Entladung des Speichers auf. Zusammen mit der hohen Speicherdichte bietet diese Art der Wärmespeicherung hervorragende Voraussetzungen für eine effiziente Langzeitwärmespeicherung. Abbildung 2 zeigt einige Speicher materialien, die teilweise am ITW entwickelt wurden und für die thermo-chemische Wärmespeicherung eingesetzt werden können.



Abbildung 2: Beispiele verschiedener Speichermaterialien. Hinten links: extrudierte keramische und zeolithische Wabenstrukturen. Hinten rechts: metallischer Schaum. Vorne links: Zeolith-Granulat. Vorne rechts: kompaktiertes Salz-Granulat

Im Rahmen des Forschungsvorhaben „Chemische Wärmespeicherung (CWS)“¹ wurden am ITW Konzepte erarbeitet und experimentell geprüft, wie die thermochemische Wärmespeicherung realisiert und technisch eingesetzt werden kann [2]. Exemplarisch wird nachfolgend die Umsetzung am Beispiel einer solarthermischen Kombianlage erläutert. Hierbei handelt es sich um eine Solaranlage, die sowohl zur Trinkwassererwärmung als auch zur Raumheizung dient. In Abbildung 3 ist ein Anlagenschema einer solaren Kombianlage mit thermochemischem Energiespeicher abgebildet. Im Sommer, wenn Wärme nur für die Trinkwassererwärmung benötigt wird, wird die „Überschusswärme“ der Solaranlage genutzt, um das Speichermaterial zu regenerieren, das heißt zu trocknen. In Zeiten, in denen die Wärmeversorgung des Gebäudes durch die Solaranlage nicht mehr gedeckt werden kann, wird der thermochemische Wärmespeicher entladen. Der thermochemische Energiespeicher besteht in diesem Fall aus einem Reaktor in dem die thermische Be- bzw. Entladung des Speichermaterials abläuft und einem separaten Vorratsbehälter in dem das trockene bzw. mit Feuchtigkeit gesättigte Speichermaterial bevorratet wird. Dieses Verfahrenskonzept setzt schüttfähiges Speichermaterial wie z.B. Zeolithgranulat voraus. Als Wärmequelle dient das Kollektorfeld, das wahlweise den Kombispeicher aufheizt oder die für die Trocknung des Speichermaterials benötigte Wärme liefert.

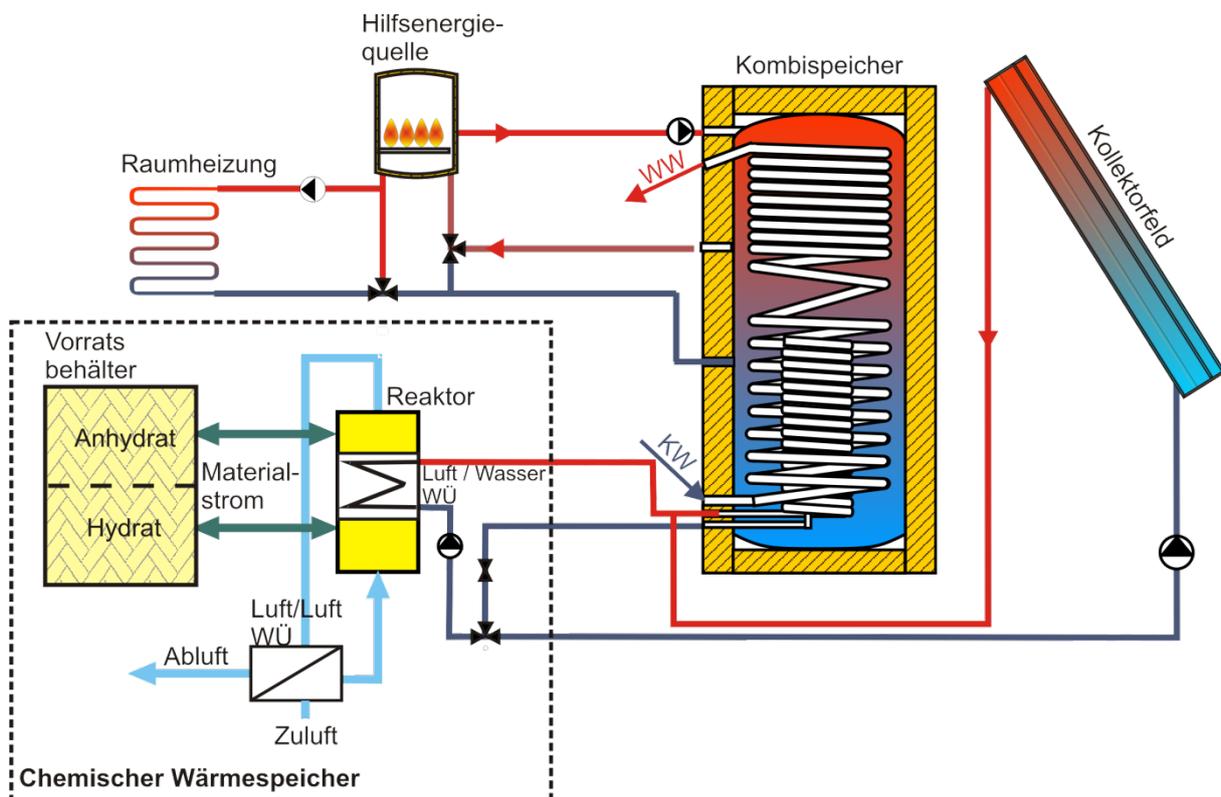


Abbildung 3: Anlagenschema einer um einen chemischen Wärmespeicher erweiterten Kombianlage

¹ Das Vorhaben „Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen“ (CWS) wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) unter den Förderkennzeichen 0327468 gefördert und vom Projektträger Jülich (PtJ) betreut.

Bei nicht ausreichender solarer Strahlung wird dem Reaktor trockenes Speichermaterial aus dem Vorratsbehälter und Wasserdampf, z.B. aus der feuchten Umgebungsluft eine interne Feuchtequelle, zugeführt. Die im Reaktor entstehende Reaktionswärme wird in den Kombispeicher abgeführt und das thermische entladene Speichermaterial wird in einem separaten Teil des Vorratsbehälters aufbewahrt. Die Regeneration des Speichermaterials (Rückreaktion) erfolgt vor allem in den Sommermonaten.

Zur Beurteilung der thermischen Leistungsfähigkeit des in Abbildung 3 dargestellten Anlagenschemas wurden numerische Jahressimulationen mit Wetterdaten für den Standort Würzburg durchgeführt/2/. Als Speichermaterial für die nachfolgend dargestellten Simulationen wird Zeolith-Salzkomposit mit einer Speicherdichte von 250 kWh/m^3 verwendet. Die Jahressimulationen sind für ein Gebäude mit einer Wohnfläche von 128 m^2 und einer Wärmedämmung nach dem Energieeffizienzhaus-Standard KfW40 mit einem Gesamtwärmebedarf von 7490 kWh/a durchgeführt worden. Hiervon entfallen 2945 Wh/a auf die Trinkwassererwärmung und 4545 kWh/a auf die Raumheizung.

In Abbildung 4 ist die jährliche anteilige Energieeinsparung f_{sav} in Abhängigkeit von dem Speichervolumen und der Kollektorfläche dargestellt. Die Kollektorflächen wurden so gewählt, dass während eines Jahreszyklus die bevorrateten Salzhydratmengen vollständig regeneriert werden können. Zur Bereitstellung der benötigten Wärme werden Vakuumröhrenkollektoren verwendet. Im Vergleich hierzu ist ebenfalls in Abbildung 4 die identische Anlage mit einem konventionellen Warmwasserspeicher anstelle des thermochemischen Speichers dargestellt. Es wird deutlich, dass bei gleicher Dimensionierung die Anlage mit thermochemischem Energiespeicher deutlich höhere Energieeinsparungen erzielen kann. Vergleicht man die benötigte Anlagengröße zur Erreichung der gleichen Energieeinsparung, so wird deutlich, dass durch den Einsatz eines thermochemischen Energiespeichers gegenüber einem auf einem Warmwasserspeicher basierenden System sowohl das benötigte Speichervolumen als auch die benötigte Kollektorfläche erheblich verringert werden kann.

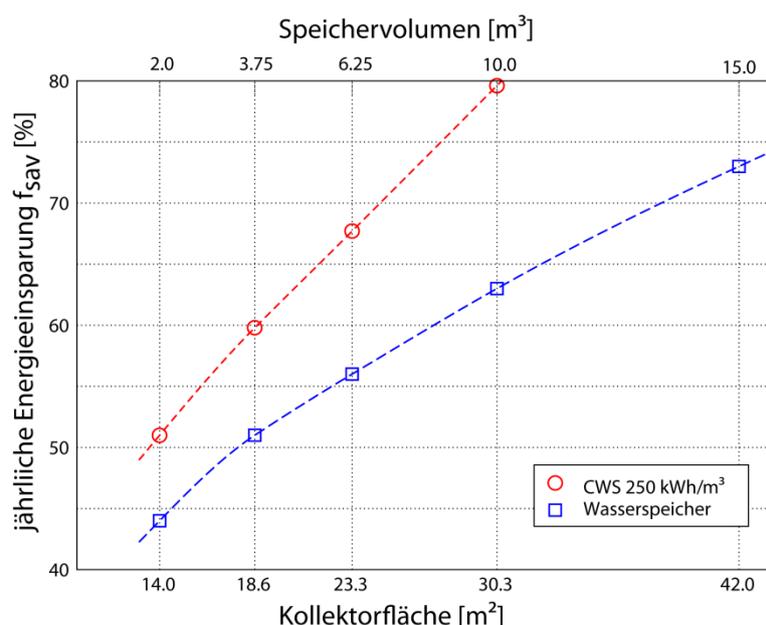


Abbildung 4: Vergleich der für ein typisches Einfamilienhaus erzielbaren jährlichen Energieeinsparung für identische Solaranlagen mit Warmwasserspeicher bzw. mit thermochemischem Wärmespeicher (CWS)

Fazit

Die durchgeführten Forschungsaktivitäten und Ergebnisse zeigen, dass thermo-chemische Speicher ein großes Potential für die thermische Energiespeicherung besitzt. Bei der Anwendung im Bereich der thermischen Solarenergie können durch die hohe Speicherdichte und die geringen Wärmeverluste hohe solare Deckungsanteile bei vergleichsweise moderater Speicher- und Kollektorfeldgröße erreicht werden. Das im Rahmen des Forschungsvorhabens CWS entwickelte Verfahren wurde numerisch und experimentell untersucht. Die verfahrenstechnische Machbarkeit und die energetischen Vorteile gegenüber anderen Speichermechanismen wurden demonstriert. Der apparative Aufwand für einen thermo-chemischen Speicher ist verfahrensbedingt höher als bei einem Warmwasserspeicher. Die energetischen Vorteile einer deutlich höheren Energieeinsparung bei gleichzeitig kleineren und vermutlich auch preiswerteren Gesamtanlagen rechtfertigen jedoch den technischen Aufwand. Für die Ausschöpfung der aufgezeigten Potenziale und die weitere Entwicklung dieser Technologie hin zu einem marktfähigen Produkt sind weitere, umfangreiche Forschungsarbeiten notwendig. Der Hauptbedarf liegt hier im Bereich des Reaktor-Designs, wie auch bei der Einbindung in das wärmetechnische Gesamtsystem. Aus ökonomischer Sicht ist eine wichtige Voraussetzung für die saisonale Wärmespeicherung, dass preiswerte Speichermaterialien mit hoher Speicherdichte verwendet werden. Hier bieten sich Kompositmaterialien auf Basis von zeolithischen Trägermaterialien und Salzen an, die ebenfalls noch am Anfang ihrer Entwicklung stehen. Auf nationaler und internationaler Ebene entwickelt sich eine interdisziplinäre Forschung, die bereits beachtliche Ergebnisse erreicht hat und an Dynamik zunimmt. Insbesondere auch dadurch, dass die thermo-chemische Wärmespeicherung neben der Solarthermie für ein weites Spektrum von anderen Anwendungen wie z.B. stromgeführte KWK-Anlagen bis hin zur E-Mobilität zunehmend interessant wird. Unter Berücksichtigung das sich die thermo-chemischen Wärmespeicherung erst am Anfang ihrer Entwicklung befindet und daher noch erhebliche Leistungssteigerungen und Kostensenkungen erreichbar sind, so wird deutlich, dass hier noch ein ungeheures Potenzial vorhanden ist. Die bisher erreichte Entwicklung auf dem Gebiet der thermo-chemischen Wärmespeicherung wird am ITW in den Forschungsvorhaben EnErChem² und SolSpaces³ weitergeführt und die praktische Umsetzung erstmals in einer Demonstrationsanlage zur Beheizung eines realen Gebäudes realisiert.

² Das Vorhaben „Entwicklung und Erprobung chemischen-sorptiver Wärmespeicherung“ (EnErChem) wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) unter den Förderkennzeichen 03ESP402A gefördert und vom Projektträger Jülich (PtJ) betreut.

³ Das Vorhaben „Entwicklung und Erprobung einer autarken solaren Wärmeversorgung für energieeffiziente Kompaktgebäude“ (SolSpaces) wird vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) unter den Förderkennzeichen 0325984A gefördert und vom Projektträger Jülich (PtJ) betreut.

Erschienen in: Energieeffizienz in Gebäuden, Jahrbuch 2013, VME Verlag und Medienservice Energie, ISBN978-3-936062-09-0, von H. Kerskes und H. Drück

Literatur

/1/ Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) ; BMWi (Hrsg.). Energiedaten: ausgewählte Grafiken. 02.11.2012

/2/ H. Kerskes, B. Mette, F. Bertsch, S. Asenbeck, H. Drück, Chemical energy storage using reversible solid/gas-reactions (CWS) – results of the research project, ScienceDirect, Energy Procedia, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212015512> (Stand 03.2013)

Messtechnische Analyse von neun SolarAktivHäusern

**Sven Kobelt¹, Dominik Bestenlehner¹, Harald Drück^{1,2},
Axel Oliva³, Gerhard Stryi-Hipp³, Matthias Müller⁴, Jürgen Bühl⁴, Peter Rubeck⁵**

¹ Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel: 0711-685-63834, Fax: 0711-685-63242, E-Mail: kobelt@swt-stuttgart.de

² Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
E-Mail: drueck@itw.uni-stuttgart.de

³ Fraunhofer - Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Heidenhofstr. 2, 79110 Freiburg
E-Mail: axel.oliva@ise.fraunhofer.de

⁴ Technische Universität Ilmenau (TUI), Helmholtzring 1, 98693 Ilmenau
E-Mail: juergen.buehl@tu-ilmenau.de

⁵ Sonnenhaus-Institut e.V., Achenfeldweg 1, 83259 Schleching
E-Mail: peru.sonne@t-online.de

Internet: www.diesolarheizung.info

1 Einleitung

Um die von der Bundesregierung gesetzten Klimaschutzziele zu erreichen, besteht ein dringender Bedarf an CO₂-reduzierten Wärmeversorgungskonzepten für Wohn- und Bürogebäude. Das SolarAktivHaus (SAH) erfüllt diese Anforderung hervorragend. SolarAktivHäuser sind Gebäude, deren gesamter Wärmebedarf zu mindestens 50 % solarthermisch gedeckt wird. Dadurch werden der Primärenergiebedarf und die CO₂-Emissionen zur Nutzung dieser Gebäude gegenüber herkömmlichen Wärmeversorgungskonzepten erheblich reduziert. Wichtige Charakteristika von SAH sind ein sehr guter Wärmedämmstandard, eine große Kollektorfläche, ein thermischer Energiespeicher mit einer großen Kapazität, ein Niedertemperatur-Wärmeverteilungssystem und eine auf die Nutzung der passiven solaren Gewinne ausgerichtete Architektur. Typische Kernkomponenten des Konzepts für Einfamilienhäuser sind eine Kollektorfläche zwischen 30 m² und 50 m² und ein Warmwasserspeicher mit einem Volumen zwischen 5 m³ und 10 m³ [1].

Nach einer Erhebung des Sonnenhaus-Institut e. V. wurden in Deutschland bislang mehr als 1.300 SAH errichtet. Bisher fehlte es jedoch sowohl an einer wissenschaftlichen Untersuchung und Bewertung des Konzepts, als auch an Planungshilfen zum Bau solcher Gebäude. In dem 2010 gestarteten Forschungsprojekt „HeizSolar“ wird das Konzept des SolarAktivhauses nun erstmals systematisch untersucht. In diesem Beitrag werden die bisherigen Ergebnisse der messtechnischen Analyse von sieben der insgesamt neun untersuchten Einfamilienhäuser (EFH) und Mehrfamilienhäusern (MFH) vorgestellt und diskutiert. Für zwei Gebäude werden diese erst Ende 2013 vorliegen.

2 Untersuchte Gebäude und ermittelte Größen

Bei der Auswahl der neun Gebäude wurde sowohl auf eine repräsentative Vertretung typischer Charakteristika der Gebäude als auch auf eine Verteilung auf unterschiedliche Standorte in Deutschland und damit unterschiedliche klimatische Randbedingungen Wert gelegt; vgl. Abbildung 1. Da die untersuchten Gebäude bereits ausführlich in [1] und [2] beschrieben wurden, sind hier nur die wichtigsten Charakteristika sowie eine Übersicht der Messergebnisse in Tabelle 1 und Tabelle 2 zusammengefasst.



Abbildung 1: Standorte der untersuchten SAH

2.1 Messtechnisch erfasste Größen

Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die in den SAH installierte Messtechnik und die damit erfassten Größen gegeben. Eine detaillierte Beschreibung der Gebäude und der Messtechnik ist in [2] zu finden. Im Mittelpunkt der Untersuchung stehen zum einen die vollständige energetische Bilanzierung der solarthermischen Wärmeversorgungsanlage und zum anderen die detaillierte Analyse der Funktionsweise der Anlagen sowie das Identifizieren von Betriebsproblemen und Optimierungspotentialen. Neben allen relevanten Wärmeströmen und Temperaturen wurde auch der Stromverbrauch der gesamten Wärmeversorgungsanlage gemessen. Eine beispielhafte Darstellung der installierten Messtechnik ist aus Abbildung 2 ersichtlich. Um auch eine vollständige primärenergetische Bewertung zu ermöglichen, wurde zudem das Gewicht der in den Feuerungsstätten umgesetzten Biomasse erfasst. Des Weiteren wurden in allen Gebäuden Messungen der Raumtemperaturen durchgeführt, um zum einen den Wärmeverluststrom des Speichers abschätzen und zum anderen Aussagen zum Wohnkomfort in den Gebäuden treffen zu können. Bei Gebäuden, die neben der solarthermischen Anlage auch über eine PV-Anlage verfügen, wurde deren Stromertrag ebenfalls gemessen.

2.2 Betrachtung der Wärmespeicher

Als zentrales Element des SAH spielt der Wärmespeicher bzw. dessen Speicherkapazität, Beladezustand und Wärmeverluste eine entscheidende Rolle für die Leistungsfähigkeit und den Betrieb der gesamten solarthermischen Wärmeversorgungsanlage. In allen untersuchten Gebäuden kommen Warmwasserspeicher aus Stahl zum Einsatz. Um die den Speichern zu- und abgeführten Wärmemengen möglichst genau erfassen zu können, wurden die Messstellen für die Wärmemengenzähler nahe der entsprechenden hydraulischen Be- und Entladeanschlüssen positioniert. Des Weiteren wurden, sofern baulich möglich, Temperaturfüh-

ler in Tauchhülsen bzw. anliegend an der Außenwand der Speicher zur Bestimmung des aktuellen Beladezustands angebracht. Je nach Verfügbarkeit der Temperaturmessstellen am Speicher wurden für die Bestimmung des Beladezustands und der Wärmeverlustrate des Speichers unterschiedliche Methoden entwickelt. Eine ausführliche Beschreibung dieser Methoden ist in diesem Tagungsband in [3] zu finden.

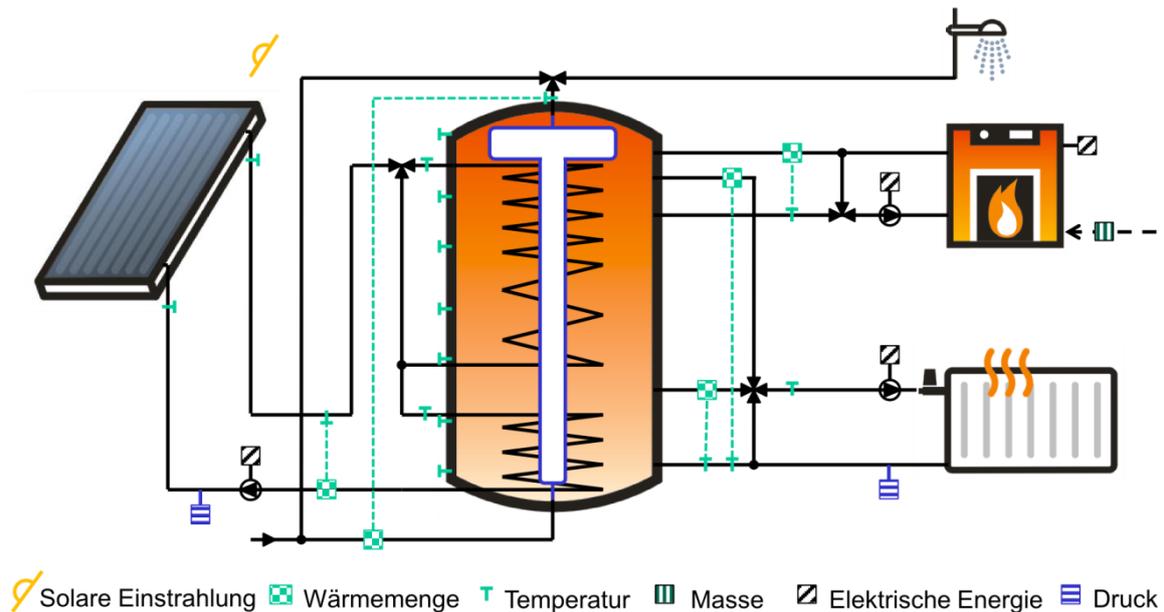


Abbildung 2: Beispielhafte Darstellung der installierten Messtechnik und der erfassten Größen.

2.3 Ermittelte Kenngrößen

Zur Bewertung und zum Vergleich der solarthermischen Wärmeversorgungsanlagen der untersuchten Gebäude wurden aus den gemessenen Größen verschiedene Kenngrößen ermittelt. Die in diesem Beitrag bzw. im Projekt HeizSolar verwendeten Definitionen werden nachfolgend erläutert.

Der **solarthermische Deckungsanteil** $f_{sol,th}$ gibt den Anteil der solarthermisch erzeugten Nutzwärme am Gesamtwärmeverbrauch an und wird nach Gl. (1) berechnet. Dabei sind $Q_{HK,nutz}$ in kWh der Nutzwärmeverbrauch für den Heizkreis, $Q_{TW,nutz}$ in kWh der Nutzwärmeverbrauch für Trinkwarmwasser und Zirkulation, $Q_{Zusatz,nutz}$ in kWh die vom Zusatzwärmeerzeuger erzeugte Nutzwärme und $Q_{sol,nutz}$ in kWh die vom Kollektor erzeugte Nutzwärme.

$$f_{sol,th} = \frac{\text{Solarth. erzeugte Nutzwärme}}{\text{Gesamtwärmeverbrauch}} = \frac{Q_{sol,nutz}}{Q_{HK,nutz} + Q_{TW,nutz}} = 1 - \frac{Q_{Zusatz,nutz}}{Q_{HK,nutz} + Q_{TW,nutz}} \quad [-] \quad (1)$$

$$\text{mit } Q_{sol,nutz} = Q_{HK,nutz} + Q_{TW,nutz} - Q_{Zusatz,nutz} \quad [\text{kWh}] \quad (2)$$

Der **solarthermische Nutzungsgrad** $\eta_{sol,th}$ oder auch Nutzungsgrad des solarthermischen Wärmeerzeugers beschreibt den Anteil der solarthermisch erzeugten Nutzwärme $Q_{sol,nutz}$ in kWh zu der zur Verfügung stehenden Strahlungsenergie und wird

nach Gl. (3) berechnet. Dabei ist G_{sol} in kWh/m² die in der Ebene des Sonnenkollektors zur Verfügung stehende Strahlungsenergie und $A_{\text{Koll,a}}$ in m² die Aperturfläche des Sonnenkollektors.

$$\eta_{\text{sol,th}} = \frac{\text{Solarth. erzeugte Nutzwärme}}{\text{Verfügbare Strahlungsenergie}} = \frac{Q_{\text{sol,nutz}}}{G_{\text{sol}} \cdot A_{\text{Koll,a}}} \quad [-] \quad (3)$$

Die **Arbeitszahl der Wärmezeugung** $AZ_{\text{Erz,th}}$ gibt das Verhältnis zwischen der von der solarthermischen Wärmeversorgungsanlage gelieferten Nutzwärme ($Q_{\text{HK,nutz}} + Q_{\text{TW,nutz}}$ in kWh) und dem dafür benötigten Stromverbrauch an und wird nach Gl. (4) berechnet. $E_{\text{el,STWE}}$ in kWh ist der Stromverbrauch des solarthermischen Wärmeerzeugers und $E_{\text{el,ZWE}}$ in kWh der Stromverbrauch des Zusatzwärmeerzeugers.

$$AZ_{\text{Erz,th}} = \frac{\text{Gesamtwärmeverbrauch}}{\text{Stromverbrauch Wärmezeugung}} = \frac{Q_{\text{HK,nutz}} + Q_{\text{TW,nutz}}}{E_{\text{el,STWE}} + E_{\text{el,ZWE}}} \left[\frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{kWh}_{\text{el}}} \right] \quad (4)$$

2.4 Übersicht der SolarAktivHäuser und der Messergebnisse

Eine Übersicht der für den Heizwärmebedarf der Gebäude relevanten Größen nach EnEV sowie der bisher verfügbaren Messergebnisse der untersuchten SAH für das Jahr 2012 bzw. 2013 ist in Tabelle 1 für die untersuchten Einfamilien-SAH und in Tabelle 2 für die Mehrfamilien-SAH dargestellt. Bei zwei Gebäuden, bei denen die Messwerte nicht für ein komplettes Jahr vorliegen, sind die Werte kursiv und grau dargestellt. Für zwei Gebäude sind bislang noch keine aussagekräftigen Messwerte verfügbar.

In den beiden Tabellen werden folgende Symbole verwendet:

- A_N Gebäudenutzfläche in m²
- H_T' spezifische Transmissionswärmeverlust in W/(m²·K)
- $A_{\text{Koll,a}}$ Aperturfläche der Sonnenkollektoren in m²
- α_{Koll} Neigungswinkel der Sonnenkollektoren gegenüber der Horizontalen in Grad
- V_{Sp} Nennvolumen der Warmwasserspeicher in m³
- G_{Koll} gemessene Strahlungssumme in Kollektorebene bzw. der entsprechende Wert für das Referenzklima Deutschland [4] in [kWh/m²]
- $T_{\text{amb,a}}$ Jahresdurchschnittswert der gemessenen Außentemperatur bzw. der entsprechende Wert für das Referenzklima Deutschland [4] in °C.

Zudem werden folgende auf die Gebäudenutzfläche nach EnEV bezogene, gemessene Verbrauchswerte bzw. berechnete Bedarfswerte nach EnEV angegeben:

- Q'_{HK} Heizwärmeverbrauch bzw. -bedarf in kWh/m²
- Q'_{TW} Wärmeverbrauch bzw. -bedarf zur Trinkwassererwärmung in kWh/m²
- Q'_{Zusatz} Zusatzwärmeverbrauch in kWh/m²
- $f_{\text{sol,th}}$ solarthermischer Deckungsanteil auf den gemessenen Gesamtwärmeverbrauch bezogen bzw. entsprechender Planungswert aus der Projektierung der Gebäude.

Tabelle 1: Übersicht der untersuchten Einfamilien-SolarAktivHäuser.

Bezeichnung Charakteristika Bemerkungen	Akronym*	Standort, Bundesland, Bewohnerzahl					
		A_N H_T' $A_{Koll,a}$ (α_{Koll}) V_{Sp} Zusatzwärmeerzeuger (Betriebsart); Lüftung etc.					
	Zeitraum	G_{Koll} [kWh/m ²]	$T_{amb,a}$ [°C]	Q'_{HK} [kWh/m ²]	Q'_{TW} [kWh/m ²]	Q'_{Zusatz} [kWh/m ²]	$f_{sol,th}$ [-]
	BRA	Braunschweig, Niedersachsen, 10 Büroplätze 403,2 m ² 0,27 W/(m ² K) 43,0 m ² (55°) 9,3 m ³ Pelletkessel (automatisch); Bürogebäude					
Planung	Jan-Dez	1.104	8,9	37,7	12,5	k. A.	0,55
Messung	Mai`12-Jan`13	-	-	18,6	1,1	12,8	0,35
	DON	Donaueschingen, Baden-Württemberg, 2 Bewohner 202,0 m ² 0,30 W/(m ² K) 28,4 m ² (65°) 7,1 m ³ Kaminofen (manuell)					
Planung	Jan-Dez	1.104	8,9	52,1	12,5	k. A.	0,81
Messung	Jan`12-Dez`12	-	-	20,0	7,3	11,1	0,59
	ROT	Rottenburg, Baden-Württemberg, 5 Bewohner 231,5 m ² 0,34 W/(m ² K) 30,0 m ² (75°) 1,9 m ³ Pelletofen (manuell); Lüftung mit Erdwärmeübertrager					
Planung	Jan-Dez	1.104	8,9	43,9	12,5	k. A.	0,70
Messung	Jan`12-Dez`12	736	10,7	27,7	11,0	19,0	0,51
	FRE	Freital, Sachsen, 3 Bewohner 208,0 m ² 0,30 W/(m ² K) 32,8 m ² (42°) 7,3 m ³ Kaminofen (manuell)					
Planung	Jan-Dez	1.187	8,9	38,6	12,5	k. A.	k. A.
Messung	Apr`12-Jan`13	-	-	23,0	6,0	14,6	0,50
	KAP	Kappelrodeck, Baden-Württemberg, 2 Bewohner 300,1 m ² 0,16 W/(m ² K) 101,0 m ² (35° / 65°) 42,8 m ³ Keine Zusatzheizung; Lüftung mit WRG					
Planung	Jan-Dez	1.177	8,9	22,9	12,5	k. A.	1,00
Messung	Jan`12-Dez`12	1.244	11,3	11,4	2,9	0,0	1,00
	KUM	Kumhausen, Bayern, 2 Bewohner 250,0 m ² 0,28 W/(m ² K) 61,2 m ² (45°) 10,0 m ³ Kachelofen (manuell)					
Planung	Jan-Dez	1.187	8,9	33,4	12,5	k. A.	0,72
Messung	-	-	-	-	-	-	-

* Mit diesem Akronym wird das jeweilige Gebäude im weiteren Text bezeichnet

Tabelle 2: Übersicht der untersuchten Mehrfamilien-SolarAktivHäuser.

Bezeichnung Charakteristika Bemerkungen	Akronym*	Standort, Bundesland, Wohneinheiten (WE), Bewohnerzahl A_N H_T^i $A_{Koll,a}$ (α_{Koll}) V_{Sp} Zusatzwärmerzeuger (Betriebsart); Lüftung etc.						
		Zeitraum	G_{Koll} [kWh/m ²]	$T_{amb,a}$ [°C]	Q^i_{HK} [kWh/m ²]	Q^i_{TW} [kWh/m ²]	Q^i_{Zusatz} [kWh/m ²]	$f_{sol,th}$ [-]
	ERG	Ergolding, Bayern, 4 WE, ca. 8 Bewohner 563,7 m ² 0,27 W/(m ² K) 33,2 m ² (42°) 4,0 m ³ Hackschnitzelkessel (manuell)						
Planung		Jan-Dez	1.187	8,9	16,9	12,5	k. A.	0,50
Messung		-	-	-	-	-	-	-
	GOM	Gomaringen, Baden-Württemberg, 8 WE, ca. 14 Bewohner 1061,8 m ² 0,27 W/(m ² K) 109,4 m ² (45°) 47,1 m ³ Pelletkessel (automatisch); dezentrale Lüftung mit WRG						
Planung		Jan-Dez	1.187	8,9	30,7	12,5	k. A.	k. A.
Messung		Feb`12-Jan`13	1.196	10,2	26,2	15,8	16,4	0,61
	MUN	München, Bayern, 3 WE, 6 Bewohner 549,1 m ² 0,28 W/(m ² K) 62,0 m ² (44°) 14,9 m ³ Holzvergaserkessel (manuell); Lüftung mit WRG						
Planung		Jan-Dez	1.187	8,9	35,9	12,5	k. A.	0,60
Messung		Jan`12-Dez`12	1.328	7,3	15,5	5,7	4,4	0,79

* Mit diesem Akronym wird das jeweilige Gebäude im weiteren Text bezeichnet

Alle SAH, zu denen bereits Messdaten für ein komplettes Jahr vorliegen, konnten wie erwartet solarthermische Deckungsanteile zwischen 50 % und 100 % bezüglich des gemessenen Gesamtwärmeverbrauchs erreichen. Ein Vergleich der untersuchten Anlagen ist an Hand dieser Jahreszahlen jedoch nicht möglich. Dazu sind die Unterschiede bzgl. der zu Grunde liegenden Randbedingungen für die ermittelten Verbrauchswerte zu groß. Unter anderem wirkt sich die Nutzung der Gebäude bzw. das Nutzerverhalten sehr stark auf die tatsächlichen Verbrauchswerte und damit auch auf den Deckungsanteil aus. Je nach Anzahl der Bewohner und deren Nutzungsgewohnheiten variiert beispielsweise der Trinkwarmwasserverbrauch bei den Einfamilien-Wohnhäusern zwischen 877 kWh/a und 2.538 kWh/a. Ein Sonderfall stellt dabei das SAH BRA dar, welches als Bürogebäude genutzt wird und mit 457 kWh/a daher erwartungsgemäß einen deutlich geringeren Wärmeverbrauch für die Trinkwassererwärmung aufweist als die anderen untersuchten Einfamilienhäuser.

Hinsichtlich des Heizwärmeverbrauchs zeigte sich, dass die beheizte Fläche bzw. der Dämmstandard des Gebäudes als Bezugsgröße allein nicht einer vollständigen Bewertung ausreichen. Der Heizwärmeverbrauch als auch die Leistungsfähigkeit der

solarthermischen Anlage werden stark durch die klimatischen Randbedingungen beeinflusst. Des Weiteren ist jedoch auch hier das Nutzerverhalten von Bedeutung, was sich unter anderem in den durchschnittlich eingestellten Raumtemperaturen in den Gebäuden widerspiegelt. Ähnliches gilt für den Zusatzwärmeverbrauch, der insbesondere bei manuell durch die Bewohner betriebenen Zusatzwärmeerzeugern stark von deren Verhalten beeinflusst wird. Zudem können nicht oder nur schwierig messbare Einflussgrößen wie der Wärmeeintrag in Wohnräume durch passive solare Gewinne, durch im Wohnraum aufgestellte Zusatzwärmeerzeuger oder größere interne Wärmequellen wie z. B. Herde und Backöfen das thermische Verhalten der Gebäude beeinflussen. Daher ist eine detaillierte Analyse all dieser Randbedingungen notwendig, um die Leistungsfähigkeit der jeweiligen Wärmeversorgungskonzepte objektiv bewerten und vergleichen zu können. Für einige Aspekte wird eine solche Analyse in den nachfolgenden Abschnitten durchgeführt.

3 Analyse der solarthermischen Wärmeversorgung

Mit Ausnahme des SAH KAP steht bei den untersuchten SolarAktivHäusern im Winter für eine vollständige solarthermische Deckung des Wärmeverbrauchs nicht genügend Solarwärme zu Verfügung. Entsprechend muss ein Teil der Wärme durch den Zusatzwärmeerzeuger erzeugt werden. Im Sommer dagegen kann der Wärmeverbrauch vollständig solarthermisch gedeckt werden. Das Solarwärmeangebot ist in diesem Zeitraum sogar deutlich größer als der Wärmeverbrauch. Um eine Überhitzung des Systems zu vermeiden, ist häufig eine aktive Kühlung des Speichers in der Nacht über die Sonnenkollektoren oder wie im Beispiel des SAH MUN über den Heizkreis im Keller notwendig. In Abbildung 3 ist der Jahresverlauf der monatlichen Wärmemengen am Beispiel von Messwerten des SAH MUN gezeigt. Dargestellt werden der Wärmeverbrauch zur Trinkwarmwasserbereitstellung $Q_{TW,nutz}$ in kWh, der Heizwärmeverbrauch $Q_{HK,nutz}$ in kWh, die berechneten Wärmeverluste des Speichers $Q_{Sp,verl}$ in kWh, die über den Solarkreis abgegebene Wärmemenge zur Kühlung des Speichers $Q_{sol,kühl}$ in kWh, die über den Heizkreis abgegebene Wärmemenge zur Kühlung des Speichers $Q_{HK,kühl}$ in kWh, die vom Sonnenkollektor erzeugte Wärmemenge Q_{sol} in kWh und die durch den Zusatzwärmeerzeuger erzeugte Wärmemenge $Q_{Zusatz,nutz}$ in kWh. Im Diagramm ist zu erkennen, dass in den Monaten von März bis September deutlich mehr Solarwärme zur Verfügung steht als zur Deckung des Wärmeverbrauchs notwendig ist. Wie für das SAH-Konzept typisch, wird in diesem Gebäude ein Teil des überschüssigen Solarwärmeangebots mit Hilfe eines großen Warmwasserspeichers in die Herbst- und Wintermonate transferiert um zur Deckung des Wärmeverbrauchs in der Heizperiode von Oktober bis Mai genutzt zu werden. So kann, wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, der Zeitpunkt ab dem der Zusatzwärmeerzeuger benötigt wird gegenüber dem Beginn der Heizperiode hin zum Ende des Jahres verschoben werden. Des Weiteren kann mit der großen, relativ steil angestellten Kollektorfläche auch in den Wintermonaten ein signifikanter Anteil des Wärmeverbrauchs solarthermisch gedeckt werden.

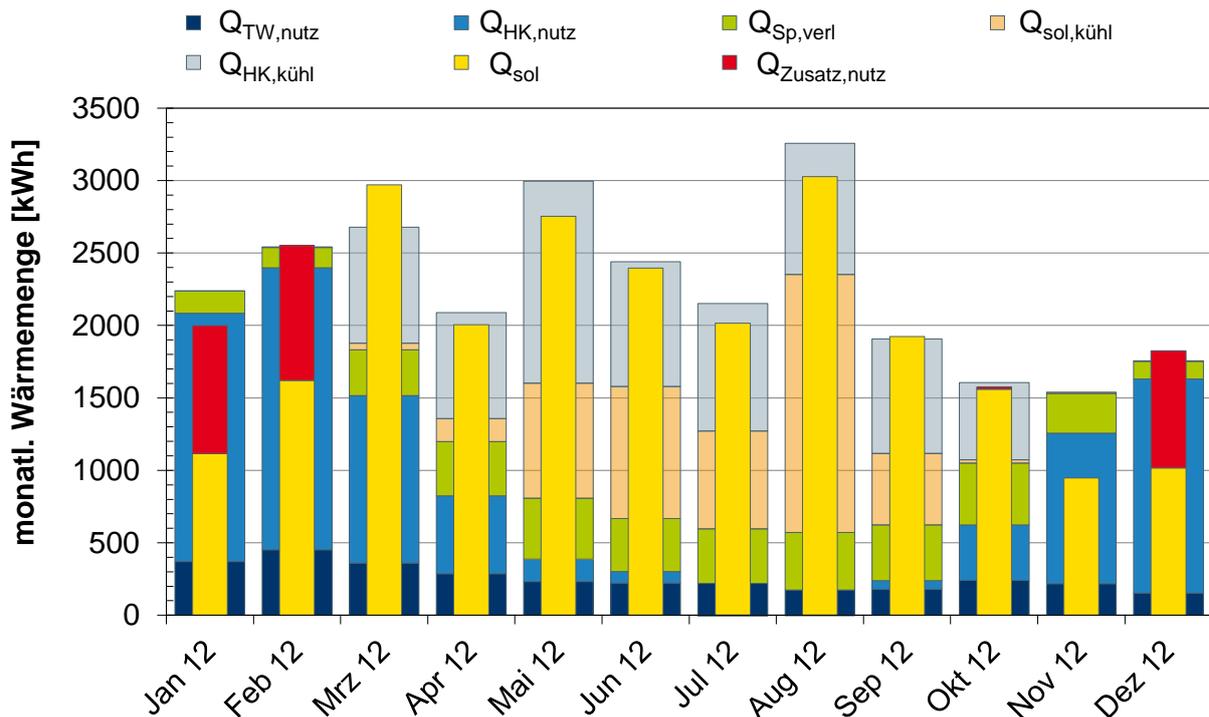


Abbildung 3: Typischer Verlauf der monatlichen Wärmemengen am Beispiel von Messwerten des SAH MUN.

Hinsichtlich der solarthermischen Wärmeerzeugung kann der Jahresverlauf in vier charakteristische Phasen unterteilt werden:

- 1) Phase der Entladung des Wärmespeichers: Nach Beginn der Heizperiode kann der Wärmeverbrauch vollständig mit erzeugter bzw. gespeicherter Solarwärme gedeckt werden (im Beispiel von September bis einschl. November).
- 2) Phase der Zusatzwärmeerzeugung: Der Speicher ist größtenteils entladen und die zur Verfügung stehende Solarwärme reicht zur dauerhaften Deckung des ansteigenden Wärmeverbrauchs nicht mehr aus. Es muss zusätzliche Wärme erzeugt werden (im Beispiel von Dezember bis Februar). Diese Phase entfällt für SAH mit einem solarthermischen Deckungsanteil von 100 %.
- 3) Phase der Beladung des Wärmespeichers: Das zunehmende Solarstrahlungsangebot und der rückläufige Wärmeverbrauch des Gebäudes ermöglichen wieder eine vollständige Deckung mit Solarwärme. Des Weiteren wird der Speicher in dieser Phase wieder beladen (im Beispiel von März bis Mai).
- 4) Phase des solaren Überschusses: Der Speicher ist vollständig thermisch beladen und es steht deutlich mehr Solarwärme zu Verfügung als verbraucht und zur Deckung der Wärmeverluste des Speichers benötigt wird.

3.1 Nutzung der solarthermisch erzeugten Wärme

Um mit geringem wirtschaftlichem und ökologischem Aufwand möglichst hohe solare Deckungsanteile zu erzielen, sind die effiziente Nutzung und Speicherung der zur Verfügung stehenden Solarenergie von entscheidender Bedeutung. Eine Kenngröße zur Bewertung der Nutzung der verfügbaren Solarenergie ist der solarthermische Nutzungsgrad. Dieser ist hier, wie mit Gl. (3) beschrieben, als das Verhältnis zwischen der solarthermisch erzeugten Nutzwärme und der insgesamt auf der Aperturfläche der Kollektoren zur Verfügung stehenden Strahlungsenergie im Betrachtungszeitraum definiert. Der Nutzungsgrad lässt in dieser Form alleine also keine direkten Rückschlüsse auf die Leistungsfähigkeit der Sonnenkollektoren oder die Betriebsweise des Solarkreises zu. Vielmehr gibt der solarthermische Nutzungsgrad einen Hinweis darauf, wie gut die jeweilige solarthermische Wärmeversorgungsanlage die im Betrachtungszeitraum zur Verfügung stehende Solarenergie zur Deckung des Wärmeverbrauchs nutzbar machen kann. Dabei werden ausschließlich der Wärmeverbrauch für Raumheizung und Trinkwassererwärmung berücksichtigt. Der Wärmeverbrauch für eine aktive Kühlung des Speichers o. ä. geht folglich nicht mit ein. Für den Nutzungsgrad spielt der Wärmeverbrauch bzw. zeitlicher Verlauf eine wichtige Rolle, da erzeugte Solarwärme nur dann genutzt werden kann, wenn diese entweder direkt verbraucht oder zunächst gespeichert und dann zu einem späteren Zeitpunkt verbraucht wird.

In Abbildung 4 sind die aus den gemessenen Größen nach Gleichung (3) berechneten monatlichen solarthermischen Nutzungsgrade unterschiedlicher SAHs dargestellt. Nicht für alle gezeigten Gebäude lagen Messwerte über den gesamten Zeitraum vor, zudem fehlen einzelne Datenpunkte auf Grund von Ausfällen der Messtechnik. Der erzielbare solarthermische Nutzungsgrad ist sowohl von der thermischen Leistungsfähigkeit der eingesetzten Sonnenkollektoren als auch von den Betriebsbedingungen abhängig. Da bei sämtlichen der hier untersuchten SAH Flachkollektoren zum Einsatz kommen, sind die kollektortypspezifisch bedingten Einflüsse auf den solarthermischen Nutzungsgrad jedoch relativ gering. Einen viel größeren Einfluss haben die Betriebsbedingungen, wie z. B. das Temperaturniveau bei dem der Betrieb des Kollektors erfolgt und die Intensität, in der die solare erzeugte Wärme tatsächlich genutzt werden kann. Aus diesem Grund konzentriert sich die folgende Diskussion auf die Unterschiede bei den kollektorspezifischen Betriebsbedingungen der untersuchten SolarAktivHäusern und ihren Einfluss auf den solarthermischen Nutzungsgrad.

In den Herbst- und Wintermonaten von September bis März lassen sich signifikante Unterschiede bezüglich der erreichten Nutzungsgrade feststellen. Entscheidend ist dabei zum einen das Verhältnis zwischen dem Solarwärmeangebot der Sonnenkollektoren und dem auftretendem Wärmeverbrauch; zum anderen die zur Verfügung stehende thermische Kapazität zur Speicherung der Solarwärme sowie die Fähigkeit zur Nutzung der gespeicherten Wärme zur Deckung des Wärmeverbrauchs. Für die SolarAktivHäuser BRA, GOM und ROT ist das Verhältnis zwischen Solarwärmean-

gebot und Wärmeverbrauch in den Monaten Oktober und November sehr günstig und führt zu einem starken Anstieg der Nutzungsgrade. Für BRA und GOM wird dieser Effekt im Oktober und November noch durch die große thermische Kapazität der Warmwasserspeicher verstärkt. Bei diesen Gebäuden kann die eingespeicherte Solarwärme einen signifikanten Beitrag zur Deckung des Wärmeverbrauchs leisten. Das SAH ROT dagegen verfügt nur über einen kleinen Warmwasserspeicher und dementsprechend kann bei diesem Gebäude die solar erzeugte Wärme nur über einen Zeitraum von ein bis zwei Wochen gespeichert werden. Ein ungünstiges Verhältnis zwischen Solarwärmeangebot und Wärmeverbrauch ist für das SAH KAP zu beobachten, welches mit einer sehr großen Kollektorfläche ausgestattet ist. Auf Grund des vergleichsweise geringen Wärmebedarfs können selbst in den Monaten Oktober und November nicht mehr als 10 % des zur Verfügung stehenden Solarenergieangebots genutzt werden.

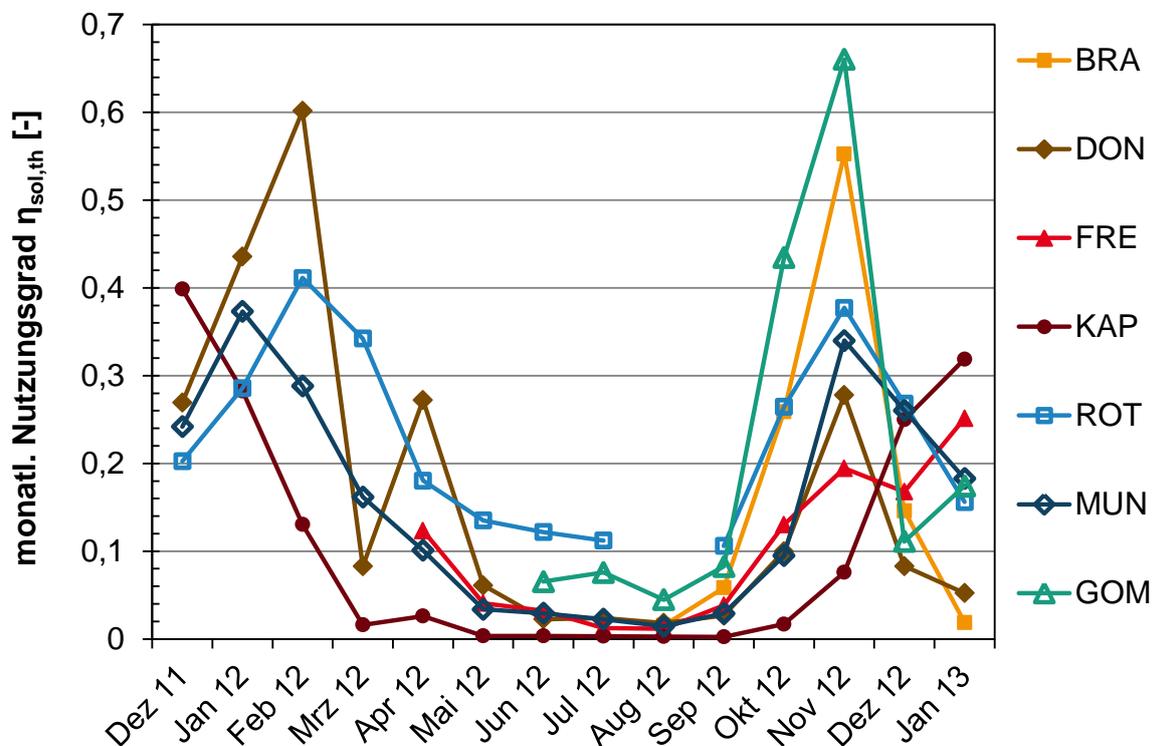


Abbildung 4: Monatliche solarthermische Nutzungsgrade für verschiedene SolarAktivHäuser.

Der Einbruch des Nutzungsgrads für GOM und BRA in den Monaten Dezember und Januar ist auf die stark erhöhte Zusatzwärmeerzeugung in diesen Monaten zurückzuführen. Offenbar verschlechtert sich der Nutzungsgrad der solarthermischen Wärmeerzeugung durch den Einsatz der Zusatzwärmeerzeuger bei diesen Gebäuden, welche beide mit einem automatisch betriebenen Zusatzwärmeerzeuger ausgestattet sind. Für MUN und ROT dagegen ist dieser Effekt deutlich weniger stark ausgeprägt. In beiden Gebäuden kommt ein manuell betriebener Zusatzwärmeerzeuger zum Einsatz. Der Einfluss der Nutzer scheint daher eine mögliche Erklärung

dieser Unterschiede zu sein. Während bei automatisch betriebenen Zusatzwärmeerzeugern unabhängig vom solarthermischen Wärmeerzeuger bestimmte Solltemperaturen im Speicher auf Grund gesetzlichen Bestimmungen und Komfortansprüchen der Nutzer immer gehalten werden, kann der Nutzer den Einsatz eines manuell betriebenen Wärmeerzeugers zum Beispiel an die solare Wärmeerzeugung anpassen. Zudem ist zu bemerken, dass bei keiner der untersuchten solarthermischen Wärmeversorgungsanlagen eine signifikante Speicherung von Solarwärme über einen Zeitraum von mehr als zwei Monate möglich zu sein scheint.

Da in den Sommermonaten bei Wohngebäuden im Allgemeinen Wärme ausschließlich für die Trinkwarmwasserbereitstellung benötigt wird, gibt es in diesen Monaten bei allen dargestellten Gebäuden einen Überschuss an verfügbarer Solarwärme. Entsprechend lagen die Nutzungsgrade von Juni bis September bei allen Anlagen unter 15 %. Bei zwei der SolarAktivHäuser lagen die im Sommer erreichten Nutzungsgrade deutlich höher als bei den anderen Gebäuden. Dies kann zum einen auf eine steile Anstellung der Sonnenkollektoren (SAH ROT) und das damit reduzierte Strahlungsangebot in Kollektorebene, zum anderen auf einen relativ hohen Trinkwarmwasserbedarf bezogen auf das Solarwärmeangebot (SAH GOM und ROT) zurückgeführt werden. Eine steile Anstellung des Sonnenkollektors hat zudem den Vorteil, dass der Solarertrag im Sommer verringert und dadurch der Bedarf für eine aktive Kühlung des Wärmespeichers im Sommer reduziert werden kann.

3.2 Stromverbrauch für die Wärmeerzeugung

Ein weiteres Merkmal des SAH-Konzepts ist der geringe Stromverbrauch, der für die regenerative Wärmeerzeugung benötigt wird. In Abbildung 5 sind die aus den gemessenen Größen nach Gleichung (4) berechneten monatlichen Arbeitszahlen für die Wärmeerzeugung $AZ_{Erz,th}$ in kWh_{th}/kWh_{el} der untersuchten Anlagen dargestellt. Zu Grunde gelegt wurde der Stromverbrauch für die Erzeugung der Solarwärme und der Zusatzwärme jeweils inklusive aller benötigten Geräte wie z. B. Pumpen und Regelung. Nicht berücksichtigt wurde der Stromverbrauch für die Wärmeverteilung wie Heizkreis- oder Zirkulationspumpen sowie für Lüftungsanlagen u. ä., da diese Verbraucher auch Bestandteil eines konventionell beheizten Gebäudes sind. Für die Heizperiode wurden $AZ_{Erz,th}$ zwischen $12 kWh_{th}/kWh_{el}$ und $177 kWh_{th}/kWh_{el}$ bzw. für das SAH KAP sogar bis zu $748 kWh_{th}/kWh_{el}$ erzielt. Während die Schwankungen des solarthermische Nutzungsgrads während der Heizperiode sich kaum in einer Änderung der Arbeitszahlen widerspiegeln, werden die $AZ_{Erz,th}$ in diesem Zeitraum in erster Linie von der Effizienz der Pumpen und Regler sowie dem Stromverbrauch des Zusatzwärmeerzeugers bestimmt. Für das SAH MUN ist beispielsweise der Stromverbrauch des Holzvergaserkessels mit $9 kWh/a$ sehr niedrig gegenüber dem Pelletkessel in GOM mit $277 kWh/a$, was zu den höheren $AZ_{Erz,th}$ für MUN in den Zeiträumen mit hohem Zusatzwärmeverbrauch führt. Für das SAH ROT wurden die beiden Solarkreisumpen im August 2012 durch Hocheffizienzumpen ersetzt, was

sich in einer deutlichen Erhöhung der $AZ_{Erz,th}$ dieser Anlage für die Heizperiode 2012/13 gegenüber 2011/12 niederschlägt.

Über das ganze Jahr betrachtet wirken sich die erzielten solarthermischen Nutzungsgrade durchaus auf die Arbeitszahlen aus. So wurden auf Grund der geringen solarthermischen Nutzungsgrade von Mai bis September in diesen Monaten auch nur geringe $AZ_{Erz,th}$ zwischen $3 \text{ kWh}_{th}/\text{kWh}_{el}$ und $40 \text{ kWh}_{th}/\text{kWh}_{el}$ erreicht. Hinzu kommt, dass in diesen Monaten bei einigen Anlagen Strom für die aktive Kühlung des Wärmespeichers verbraucht wurde, was sich insofern negativ auf die $AZ_{Erz,th}$ auswirkt, als dass sowohl für die Wärmeerzeugung als auch die Kühlung Strom verbraucht wurde, ohne dass eine Erhöhung des Wärmeverbrauchs erfolgte.

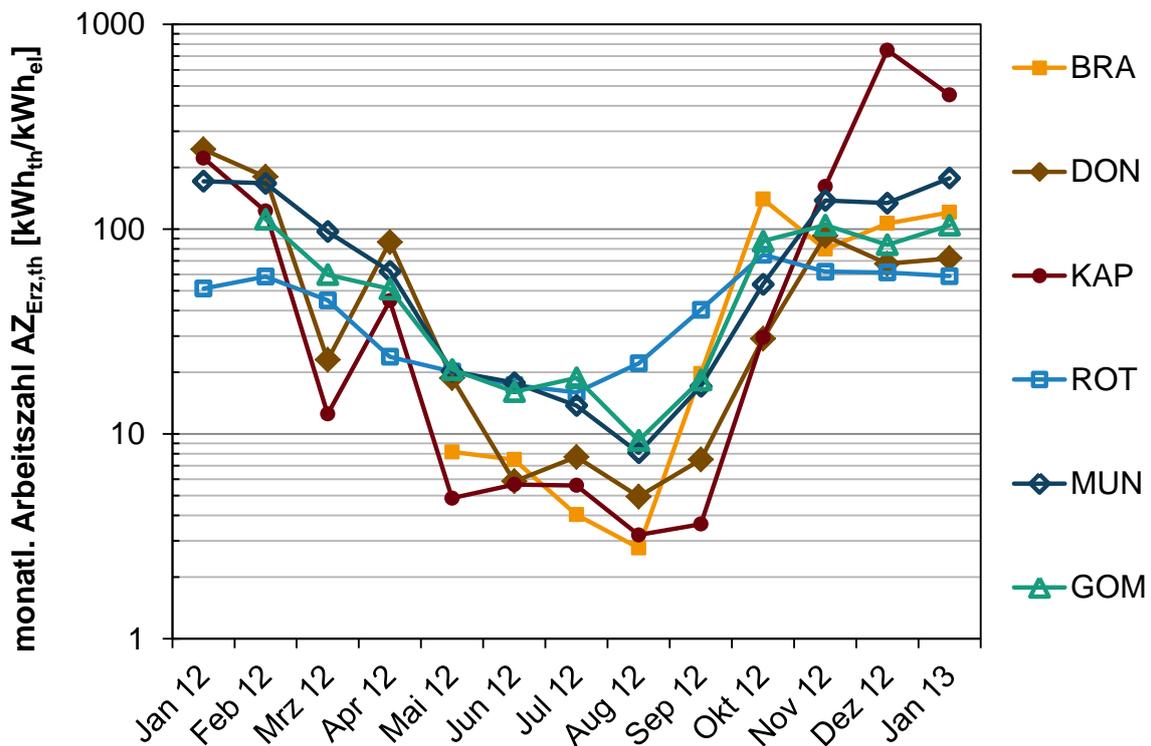


Abbildung 5: Monatliche Arbeitszahlen der Wärmeerzeugung für verschiedene SolarAktivHäuser.

Die erreichten Jahresarbeitszahlen (JAZ) für die Wärmeerzeugung sind für vier der Gebäude in Tabelle 3 angegeben. Daraus ist ersichtlich, dass für die Erzeugung der benötigten Wärme für Trinkwassererwärmung und Raumheizung durch den solarthermischen Wärmeerzeuger und den Zusatzwärmeerzeuger Jahresarbeitszahlen zwischen $40 \text{ kWh}_{th}/\text{kWh}_{el}$ und $66 \text{ kWh}_{th}/\text{kWh}_{el}$ erzielt wurden. Eine direkte Korrelation zwischen den erzielten jährlichen solaren Deckungsanteilen und der Jahresarbeitszahl ist nicht gegeben. Dies deutet darauf hin, dass hier insbesondere bei einigen der untersuchten solarthermischen Wärmeversorgungsanlagen noch ein deutliches Optimierungspotenzial vorhanden ist.

Tabelle 3: Übersicht des jährlichen Wärme- und Stromverbrauchs sowie der Jahresarbeitszahlen für die Wärmeerzeugung einiger SolarAktivHäuser

Gebäude		Gemessene Größen					
Akro- nym	Typ	Zeit- raum ^o	Wärme- ver- brauch*	Strom- ver- brauch STWE	Strom- ver- brauch ZWE	JAZ für Wärme- erzeugung	f _{sol,th}
[-]	[-]	[-]	[kWh _{th}]	[kWh _{el}]	[kWh _{el}]	[kWh _{th} /kWh _{el}]	[-]
DON	EFH	Jan-Dez	5.521	108	17	44,2	0,59
KAP	EFH	Jan-Dez	4.294	106	0	40,4	1,00
ROT	EFH	Jan-Dez	8.960	132	75	43,3	0,51
GOM	MFH	Feb-Jan	44.610	464	277	60,2	0,61
MUN	MFH	Jan-Dez	11.601	166	9	66,3	0,79

^o Jan bis Dez des Jahres 2012 bzw. bei GOM Feb 2012 bis Jan 2013

* Wärmeverbrauch für Raumheizung sowie Trinkwassererwärmung und ggf. Zirkulation

Abkürzungen: WE...Wohneinheiten, EFH...Einfamilienhaus, MFH...Mehrfamilienhaus,
 STWE...Solarthermischer Wärmeerzeuger, ZWE...Zusatzwärmeerzeuger,
 JAZ...Jahresarbeitszahl

4 Zusammenfassung und Ausblick

Mittels der vorgestellten Ergebnisse konnte die Funktionsweise des SolarAktivHaus-Konzepts grundsätzlich bestätigt werden. Dieses Wärmeversorgungs-konzept zeichnet sich durch eine Minimierung des zur Wärmeversorgung des Gebäudes benötigten Zusatzwärmeverbrauchs und Stromverbrauchs und folglich auch durch eine signifikante Reduktion des Primärenergieverbrauchs aus. Dies wird unter anderem durch die effiziente Nutzung einer großen solarthermischen Wärmeerzeugungsanlage ermöglicht. Die im Beitrag vorgestellten SAH konnten jährliche solarthermische Deckungsanteile zwischen 50 % und 100 % bezüglich des Gesamtwärmeverbrauchs erreichen. Die Jahresarbeitszahlen für die Erzeugung der benötigten Wärme für die Raumheizung und Trinkwassererwärmung durch den solarthermischen Wärmeerzeuger und den Zusatzwärmeerzeuger lagen dabei zwischen 40 kWh_{th}/kWh_{el} und 66 kWh_{th}/kWh_{el}.

In diesem Beitrag wurde die Nutzung des solaren Strahlungsenergieangebots, also die Erzeugung, Speicherung und der Verbrauch der Solarwärme für sieben SHA detailliert untersucht. Hierzu wurden als Bewertungsgrößen der solarthermische Nutzungsgrad und die Arbeitszahl der solarthermischen Wärmeerzeugung eingeführt. Hinsichtlich des betrachteten solarthermischen Nutzungsgrades gab es signifikante Unterschiede in den Ergebnissen der untersuchten Gebäude. Dabei haben sich sowohl das Verhältnis zwischen Strahlungsenergieangebot und Wärmeverbrauch als auch die Fähigkeit zur Speicherung und späteren Nutzung der solarthermisch erzeugten Wärme als entscheidende Faktoren herausgestellt. Bei keiner der

untersuchten Anlagen konnte eine Wärmespeicherung mit ausgeprägtem saisonalem Charakter beobachtet werden. Hinsichtlich einer Erhöhung des solarthermischen Nutzungsgrades als auch des solarthermischen Deckungsanteils konnten im Hinblick auf die Wärmeerzeugung und -speicherung zahlreiche Optimierungspotentiale erkannt werden. Zum einen könnte der Einsatz von hocheffizienten Sonnenkollektoren sowohl zu einer Erhöhung des Nutzungsgrads als auch des Deckungsanteils beitragen. Diese Sonnenkollektoren können bei niedrigen Außentemperaturen bzw. größeren Temperaturdifferenzen zwischen mittlerer Kollektortemperatur und Umgebungstemperatur höhere Wirkungsgrade erreichen und damit auch mehr nutzbare Solarwärme erzeugen. Zum anderen konnte gezeigt werden, dass die fehlende Fähigkeit zur Langzeitspeicherung der solarthermisch erzeugten Wärme ein begrenzender Faktor für die gleichzeitige Steigerung des Nutzungsgrades und des Deckungsanteils der untersuchten Wärmeversorgungsanlagen ist. Optimierungspotential bieten hier Speicherkonzepte, mit denen eine quasi-verlustfreie Speicherung der Solarwärme über einen Zeitraum von mehreren Monaten möglich ist. Wie bereits in [5] erläutert, stellen beispielsweise thermochemische Wärmespeicher einen vielversprechenden Ansatz dafür dar.

Des Weiteren wurden die für die Wärmeerzeugung erreichten monatlichen und jährlichen Arbeitszahlen analysiert. Hier zeigte sich, dass die Effizienz der benötigten Pumpen und Regler sowie die Arbeitszahl des Zusatzwärmeerzeugers von entscheidender Bedeutung für einen möglichst geringen Stromverbrauch und damit für eine große Effizienz des Gesamtsystems sind. Daher zeichnen sich Hocheffizienzpumpen und Zusatzwärmeerzeuger mit einem geringen Stromverbrauch für den Einsatz in SAH aus. Nach Möglichkeit sollte auf eine aktive Kühlung des Wärmespeichers im Sommer verzichtet und daher vorzugsweise eine Reduktion des Solarwärmeertrags im Sommer angestrebt werden. Dies kann sehr einfach durch eine steile Anstellung sowie eine in den Sommermonaten wirksame bauliche Verschattung der Sonnenkollektoren erreicht werden. Alternativ können stagnationssichere Systeme wie in [6] zum Einsatz kommen. Längerfristig könnten auch technologische Entwicklungen wie Kollektorabdeckungen mit veränderbarer Transparenz oder Absorberschichten mit steuerbarer Selektivität Abhilfe schaffen. Eine anlagentechnische Alternative wäre die Nutzung der überschüssigen Solarwärme zur Klimatisierung des Gebäudes.

Basierend auf den Ergebnissen dieses Beitrags sind weitere Untersuchungen notwendig. Um eine bessere Vergleichbarkeit von SolarAktivHäusern mit anderen Gebäude- und Wärmeversorgungskonzepten zu ermöglichen, muss z. B. eine primärenergetische Betrachtung der gemessenen Verbrauchswerte durchgeführt werden. Weiterhin ist eine vertiefende Analyse des Betriebs- und Regelverhaltens notwendig, um beispielsweise eine genauere Feststellung der Ursachen für die gefundenen Unterschiede hinsichtlich der Leistungsfähigkeit der untersuchten solarthermischen Wärmeversorgungsanlagen zu ermöglichen. Bei mehreren Anlagen konnten diesbezüglich bereits Optimierungspotentiale erkannt werden. Auch die Einflüsse durch nicht direkt messbare Größen wie die passiven solaren Gewinne

oder andere Wärmeeinträge in Wohnräume müssen auf Basis der gemessenen Größen quantifiziert werden. Zusätzlich werden im nächsten Schritt Simulationen des dynamischen Verhaltens der Wärmeversorgungsanlagen der Gebäude durchgeführt, um die gewonnenen Erkenntnisse zu verallgemeinern und weitere Optimierungspotentiale abzuleiten bzw. zu bewerten. Mit Hilfe der Durchführung einer ökologischen und ökonomischen Bewertung der Wärmeversorgungsanlagen und deren Betrieb wird es möglich sein, vorhandene Optima bezüglich der Erhöhung des Nutzungsgrades der solarthermischen Kollektoren und des Wärmespeichers und der gleichzeitigen Erreichung von hohen solarthermischen Deckungsanteilen zu identifizieren. Mittelfristig ist es zudem wichtig, Lösungen zu finden, um das SolarAktivHaus-Konzept auch auf Gebäude im Bestand übertragen zu können.

Danksagung

Das diesem Beitrag zu Grunde liegende Forschungsprojekt „HeizSolar“ („Untersuchung und simulationstechnische Optimierung von Wärmeversorgungs-konzepten für Wohngebäude, deren Gesamtwärmebedarf zu 50 % bis 100 % mit Solarwärme gedeckt wird und Vergleich mit anderen CO₂-reduzierten Wärmeversorgungskonzepten“) wird teilweise aus Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) durch den Projektträger Jülich mit dem Förderkennzeichen 0325971A gefördert. Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung ihrer Arbeiten und übernehmen die Verantwortung für diesen Beitrag.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Oliva, G. Stryi-Hipp, S. Kobelt, D. Bestenlehner, H. Drück, J. Bühl, P. Rubeck: *Untersuchte Gebäude mit einem solarthermischen Deckungsanteil von mehr als 50 % und Monitoringkonzept*. 3. Symposium Aktiv-Solarhaus, OTTI, Regensburg, 2011.
- [2] A. Oliva, G. Stryi-Hipp, S. Kobelt, D. Bestenlehner, H. Drück, J. Bühl, P. Rubeck: *SolarAktivHaus - Untersuchte Gebäude und Monitoringkonzept*. 22. Symposium Thermische Solarenergie, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Regensburg, 2012.
- [3] A. Oliva, G. Stryi-Hipp, S. Kobelt, D. Bestenlehner, H. Drück: *Messdatenbasierte Modellbildung für typische SolarAktivHäuser*. 23. Symposium Thermische Solarenergie, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Regensburg, 2013.
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN V 4108-6:2003-06, Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden, Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs*. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003.
- [5] H. Kerskes, H. Drück: *Innovative Systemtechnologien für moderne Gebäude mit hohen solaren Deckungsanteilen*. Konferenzband zur 10. Internationalen Konferenz für thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf, 2012.
- [6] R. Meissner: *CPC-Vakuumröhren-Kollektoranlagen - Prozesswärmeunterstützung bei der Firma Blum und weitere Anwendungsbeispiele*. Konferenzband zur 10. Internationalen Konferenz für thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf, 2012.

Alterungseinflüsse auf Sonnenkollektoren in gemäßigten und tropischen Klimazonen

Philipp Kofler, Beate Traub, Stephan Fischer, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel.: +49 (0) 711 / 68563577, Fax: +49 (0) 711 / 68563242

E-Mail: kofler@itw.uni-stuttgart.de

Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Im Forschungsprojekt „Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten“, mit dem Akronym „SpeedColl“, werden u. a. Flachkollektoren unterschiedlicher Bauart und Proben verschiedener Komponenten an sechs, weltweit verteilten Standorten den jeweils vorherrschenden natürlichen Witterungsbedingungen ausgesetzt. Diese Exposition wird durch ein umfangreiches Monitoring begleitet, welches die relevanten Wetterdaten und verschiedene Bauteiltemperaturen der Sonnenkollektoren umfasst. Die unterschiedlichen Bauformen der exponierten Flachkollektoren stellen einen guten Querschnitt über die etablierten Technologien dieses Marktsegments dar.

Das Forschungsvorhaben wird als Verbundprojekt vom Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart und dem Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE), Freiburg, durchgeführt. Ein übergeordnetes Ziel dieses Forschungsprojekts ist es, ein tiefgreifendes Verständnis der Alterungsprozesse in Folge unterschiedlicher klimatischer Einflüsse zu bekommen, um darauf basierend die Entwicklung von Verfahren zur beschleunigten Alterungsprüfung von Sonnenkollektoren vornehmen zu können. Die Messdaten aus der Exposition und die beobachtbare Alterung der Sonnenkollektoren bilden hierfür die Datengrundlage.

Im Folgenden werden die exponierten Sonnenkollektoren und das Monitoringsystem an den Expositionsstandorten die das ITW/TZS betreut beschrieben. Die Belastungen der Sonnenkollektoren werden anhand erster Messdaten dargestellt und die bisher aufgetretenen maximalen thermischen Belastungen der Bauteile quantifiziert.

2. Expositionsstandorte

Die sechs Expositionsstandorte des Forschungsprojekts sind auf vier von fünf Hauptklimazonen nach dem Klimaklassifikationssystem von Köppen-Geiger [1] verteilt. An einigen Standorten treten darüber hinaus noch weitere, für die Alterung relevante klimatische Belastungen auf. So ist beispielsweise die Belastung durch Salz am Standort Gran Canaria aufgrund der Küstennähe besonders hoch. Tabelle 1 listet die Expositionsstandorte, die entsprechende Hauptklimazone und weitere klimatische Besonderheiten der Standorte auf. Zusätzlich angegeben ist das Forschungsinstitut, welches für den Expositionsteststand hauptverantwortlich ist.

Tabelle 1: Liste der Expositionsteststände des Projekts und deren klimatische Zuordnung nach Köppen-Geiger, Besonderheiten und Betreiber

Expositionsstandort	Hauptklimazone	Besonderheiten	Betreiber
Kochi (Indien)	A (Tropenklima)	-	ITW/TZS
Sede Boqer (Israel)	B (Trockenklima)	Belastung durch Sand	ISE
Gran Canaria (Spanien)	B (Trockenklima)	hohe Salzbelastung	ISE
Stuttgart (Deutschland)	C (gemäßigt)	-	ITW/TZS
Freiburg (Deutschland)	C (gemäßigt)	-	ISE
Zugspitze (Deutschland)	E (Eisklima)	hohe Wind- und Schneelasten	ISE

2.1. Expositionsteststände des ITW/TZS

Die vom ITW/TZS betreuten Expositionsteststände befinden sich auf dem Gelände des Universitätscampus in Stuttgart-Vaihingen, Deutschland, und auf dem Gelände der Rajagiri School of Engineering and Technology in Kochi im Bundesstaat Kerala in Indien. Die Abbildungen 1 und 2 zeigen die Teststände in Kochi und Stuttgart. An beiden Standorten wird die Alterung an fünf verschiedenen Bauarten von Flachkollektoren untersucht. Während die Sonnenkollektoren am Standort Stuttgart unter einem Anstellwinkel von 45° installiert wurden, beträgt dieser am Standort Kochi aufgrund des unterschiedlichen Breitengrads nur 25°.

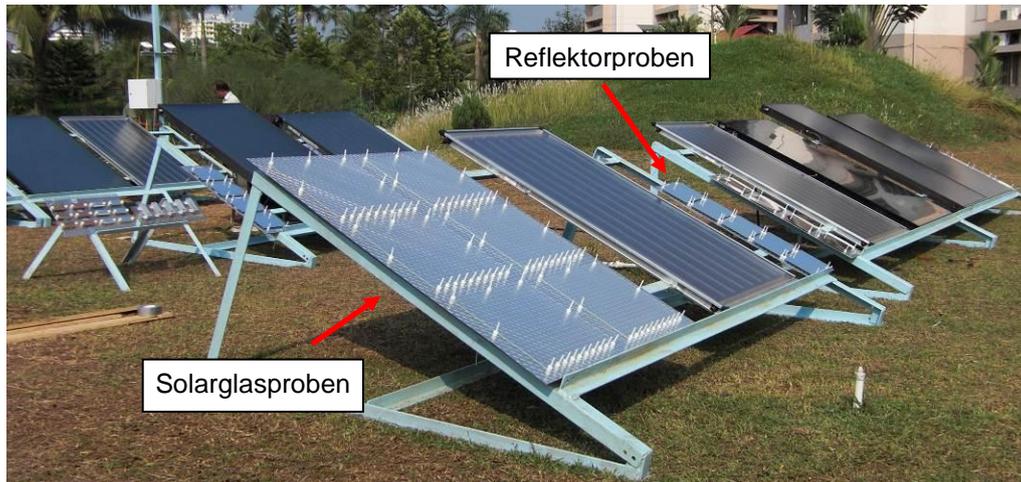


Abbildung 1: In Kochi exponierte Sonnenkollektoren. Ebenso abgebildet sind die exponierten Solarglasproben (im Vordergrund) und die Reflektorproben (zwischen den Sonnenkollektoren).



Abbildung 2: In Stuttgart exponierte Sonnenkollektoren

Tabelle 2 liefert eine technische Beschreibung der fünf Kollektortypen. An beiden Expositionsstandorten wurden jeweils elf Sonnenkollektoren installiert. Tabelle 3 listet für jeden der fünf Kollektortypen die Anzahl und Expositionsart der jeweils installierten Sonnenkollektoren auf. Ebenso angegeben sind die eindeutigen Kollektorkennungen, auf welche im weiteren Verlauf des Beitrags immer wieder Bezug genommen wird.

Während am Standort Kochi alle Sonnenkollektoren trocken, d.h. ohne Wärmeabfuhr mittels eines durch die Rohrregister der Sonnenkollektoren zirkulierenden Wärmeträgerfluids, und damit ungekühlt exponiert werden, wird am Standort Stuttgart ein Teil der exponierten Sonnenkollektoren gekühlt. Bei der trockenen

Exposition sind alle Kollektoranschlüsse, bis auf einen, mittels Stopfen verschlossen, um eine Wärmeabfuhr durch natürliche Konvektion in den Rohrregistern zu vermeiden und trotzdem einen Druckausgleich aufgrund der Erwärmung und der daraus resultierenden Ausdehnung der Luft zu gewährleisten.

Zur Kühlung wurden am Standort Stuttgart jeweils ein Sonnenkollektor der Typen 1, 2, und 3 (vgl. Tabelle 2) an einen Kühlkreislauf angeschlossen um deren Absorbertemperatur deutlich unterhalb der Stagnationstemperatur zu halten. Durch die parallele Exposition von gekühlten und ungekühlten baugleichen Sonnenkollektoren wird es nach Abschluss der Exposition möglich sein, die Alterung der Sonnenkollektoren in Folge andauernden Stagnationsbetriebs mit jener zu vergleichen, die bei einem dem realen Einsatz näheren, gekühlten Betrieb hervorgerufen wird.

Tabelle 2: Beschreibung der Bauarten der exponierten Sonnenkollektoren

Bauart	Kurzbeschreibung des Sonnenkollektors
Typ 1	Aluminium-Absorber, Beschichtung mittels „Physical Vapour Deposition“ (PVD), Kupferabsorberrohre, ultraschallgeschweißt, Aluminiumgehäuse, Silikonverklebung von Rahmen und Glas, Solarglas, Wärmedämmung aus Mineralwolle an der Rückwand und den seitlichen Rahmenprofilen
Typ 2	Aluminium-Absorber, PVD-Beschichtung, Kupferabsorberrohre, lasergeschweißt, Aluminiumgehäuse, Silikonverklebung von Rahmen und Glas, Solarglas, Wärmedämmung aus Mineralwolle an der Rückwand
Typ 3	Aluminium-Absorber, PVD-Beschichtung, Kupferabsorberrohre, lasergeschweißt, Aluminiumgehäuse und Aluminium-Rückwand, Silikonverklebung von Rahmen und Glas, Solarglas mit Antireflex-Beschichtung, Wärmedämmung aus Melamin-Harz an Rückwand und Rahmen
Typ 4	Aluminium-Absorber, Beschichtung mit selektivem Lack, Kupferabsorberrohre, lasergeschweißt, Aluminiumgehäuse, Silikonverklebung von Rahmen und Glas, Solarglas, Wärmedämmung aus Mineralwolle an der Rückwand
Typ 5	Kupfer-Absorber, Schwarzchrombeschichtung, Kupferabsorberrohre, ultraschallgeschweißt, Rahmen aus glasfaserverstärktem Kunststoff, Stahlrückwand, Silikonverklebung von Rahmen und Glas, Solarglas, Wärmedämmung aus Mineralwolle an der Rückwand

Tabelle 3: Anzahl und Kennung der exponierten Sonnenkollektoren

Bauart	Stuttgart (ungekühlt)		Stuttgart (gekühlt)		Kochi (ungekühlt)	
	Anzahl	Kennung	Anzahl	Kennung	Anzahl	Kennung
Typ 1	2	C1065 C1068	1	C1064	3	C1062 C1063 C1069
Typ 2	2	C1042 C1043	1	C1041	3	C1039 C1040 C1047
Typ 3	2	C1054 C1055	1	C1053	3	C1051 C1052 C1059
Typ 4	1	C1049	-	-	1	C1050
Typ 5	1	C1071	-	-	1	C1072

3. Monitoring der Alterungseinflüsse

Um die Alterung der Sonnenkollektoren und der exponierten Komponenten in Abhängigkeit von den standortspezifischen klimatischen Rahmenbedingungen untersuchen zu können, wird die Exposition umfangreich messtechnisch begleitet. Erfasst werden alle relevanten Wetterdaten. Neben der hemisphärischen Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene sind dies die hemisphärische UV-Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene, die Umgebungstemperatur, relative Luftfeuchte, Luftdruck, Windgeschwindigkeit und –richtung sowie die Niederschlagsmenge.

Um auch die thermische Belastung der Absorber quantifizieren zu können, wurde an diesen jeweils ein Temperatursensor montiert. In Anlehnung an EN 12975-2 /2/ befindet sich die Position dieser Sensoren auf zwei Drittel der Absorberhöhe und mittig in Bezug auf die Absorberbreite.

Eine, im Rahmen dieses Projekts durchgeführte Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA) /3/ hat ergeben, dass die Klebefugen zwischen Rahmen und transparenter Abdeckung unter bestimmten Umständen eine sicherheitsrelevante Schwachstelle darstellen können. Basierend auf diesem Ergebnis wird daher an jedem Expositionsstandort jeweils an einem Sonnenkollektor der Typen 2, 3 und 5 zusätzlich zur Absorberrtemperatur auch die Temperatur an verschiedenen Stellen in den Klebefugen zwischen Rahmen und transparenter Abdeckung bzw. zwischen Rahmen und Rückwand gemessen. Die zusätzlichen Temperatursensoren wurden an den Stellen der Klebefugen installiert, welche voraussichtlich die höchsten thermischen Belastungen erfahren. Für die Klebefuge zwischen Rahmen und transparenter Abdeckung sind diese mittig am oberen Rand des Sonnenkollektors

und in unmittelbarer Nähe zu den oberen hydraulischen Anschlüssen. An der Rückseite der Sonnenkollektoren ist ebenfalls mittig am oberen Kollektorrand die höchste thermische Belastung dieser Klebefuge zu erwarten. Abbildung 3 verdeutlicht die Stellen an denen die Sensoren in die Klebefugen installiert wurden. Abbildung 4 zeigt die bereits mit Silikon befestigten Temperatursensoren.

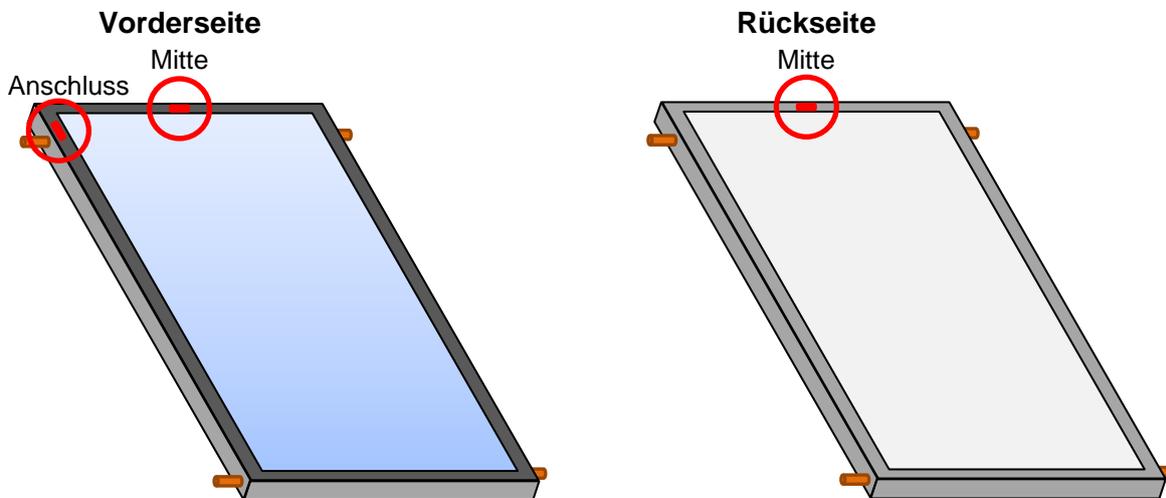


Abbildung 3: Positionen der Temperatursensoren in den Klebefugen der Sonnenkollektoren; links: Vorderseite; rechts: Rückseite



Abbildung 4: In die Klebefugen eingearbeitete Temperatursensoren; links: Vorderseite, in Anschlussnähe; Mitte: Vorderseite, mittig; rechts: Rückseite, mittig

Die Messdaten sämtlicher Sensoren werden am jeweiligen Expositionsort erfasst und gespeichert. Die Abtastrate liegt bei 30 Sekunden. Der Status der Messdatenerfassungssysteme kann jederzeit über das Internet abgefragt und bei Bedarf verändert werden. Zur Auswertung werden die gesammelten Messdaten ebenfalls über das Internet abgerufen.

3.1. Monitoring am Expositionsstandort Stuttgart

Die Exposition der Sonnenkollektoren wurde am Standort Stuttgart am 02.05.2012 begonnen. Seit diesem Zeitpunkt werden die Bestrahlungsstärken sowie die Umgebungs- und die Absorbtemperaturen erfasst. Die Erfassung der weiteren Wetterdaten und der thermischen Belastung der Klebefugen erfolgt seit dem 09.07.2012. Die Exposition der Sonnenkollektoren im gekühlten Betrieb und die dazugehörige Messung der Absorbtemperaturen starteten am 23.06.2012. Diese unterschiedlichen Expositionszeiten berücksichtigend, sind die im nächsten Kapitel vorgestellten Ergebnisse auf den Auswertungszeitraum vom 09.07.2012 bis 15.01.2013 eingeschränkt. Dies resultiert in einer ausgewerteten Gesamtzeit von 4.143 Stunden für die trocken bzw. ungekühlt exponierten Sonnenkollektoren. Für die Sonnenkollektoren im gekühlten Betrieb wurde eine Datenmenge im Umfang von 4.219 Stunden ausgewertet. Die Unterschiede in den Datenmengen ergeben sich aufgrund vereinzelter Messdatenausfälle.

3.2. Monitoring am Expositionsstandort Kochi

Der Teststand zur kontinuierlichen Exposition am Standort Kochi wurde Anfang November 2012 aufgebaut. Seit dem 11.11.2012 liegen Messdaten für die elf dort exponierten Sonnenkollektoren vor. Aufgrund eines Ausfalls der Messtechnik sind vom 07. bis 10.12.2012 keine Messdaten vorhanden. Für den ausgewerteten Zeitraum bis zum 15.01.2013 führt dies zu einem Messdatenumfang von 1.480 Stunden.

4. Thermische Belastung der exponierten Sonnenkollektoren

Die Auswertung der gesammelten Messdaten erfolgt mit Hilfe halbautomatischer Routinen in Verbindung mit Tabellenkalkulationsprogrammen. Die Messdaten werden damit ständig auf Plausibilität geprüft. Somit werden z. B. Ausfälle einzelner Sensoren frühzeitig bemerkt. Ebenso können eventuelle Fehlmessungen (z.B. in Folge elektromagnetischer Störeinflüsse auf Messleitungen) einfacher identifiziert und von der auszuwertenden Datenmenge separiert werden. Die Analyse der Messdaten und die Quantifizierung der verschiedenen Alterungseinflüsse erfolgt anschließend, mit Ausnahme der gemessenen Niederschlagsmenge, anhand von Histogrammen. Nachfolgend werden die wichtigsten bisher aufgenommen Messdaten der beiden Expositionsstandorte und die damit verbundene thermische Belastung der Sonnenkollektoren dargestellt.

4.1. Thermische Belastung der Absorber

Abbildung 5 zeigt für definierte Wertebereiche der hemisphärischen Bestrahlungsstärke die Belastungsdauer denen die Sonnenkollektoren an den beiden Expositionsstandorten im ausgewerteten Zeitraum ausgesetzt waren. Für eine

bessere Lesbarkeit wurde die Belastungsdauer logarithmisch aufgetragen und sämtliche Bestrahlungswerte unter 100 W/m^2 zusammengefasst. Es ist ersichtlich, dass vor allem aufgrund der beinhalteten Nachstunden der größte Anteil der Messwerte auf diesen Bereich entfällt. Für die gewählten Werteintervalle von je 100 W/m^2 ergibt sich im Bereich von 400 bis 1.000 W/m^2 eine gleichmäßige Verteilung. Bestrahlungswerte über 1.000 W/m^2 kommen erwartungsgemäß relativ selten vor. Die vorhandenen Messwerte über 1.200 W/m^2 können an Tagen mit teilweise bewölktem Himmel auftreten, an denen die hemisphärische Bestrahlungsstärke durch Reflexion an den Wolken verstärkt wird. Am Standort Stuttgart wurde im ausgewerteten Zeitraum eine hemisphärische Bestrahlungssumme von 560 kWh/m^2 erfasst, was einer durchschnittlichen täglichen Einstrahlung von etwa $2,9 \text{ kWh/(m}^2 \text{ d)}$ entspricht. Am Standort Kochi wurden 343 kWh/m^2 (etwa $5,5 \text{ kWh/(m}^2 \text{ d)}$) gemessen.

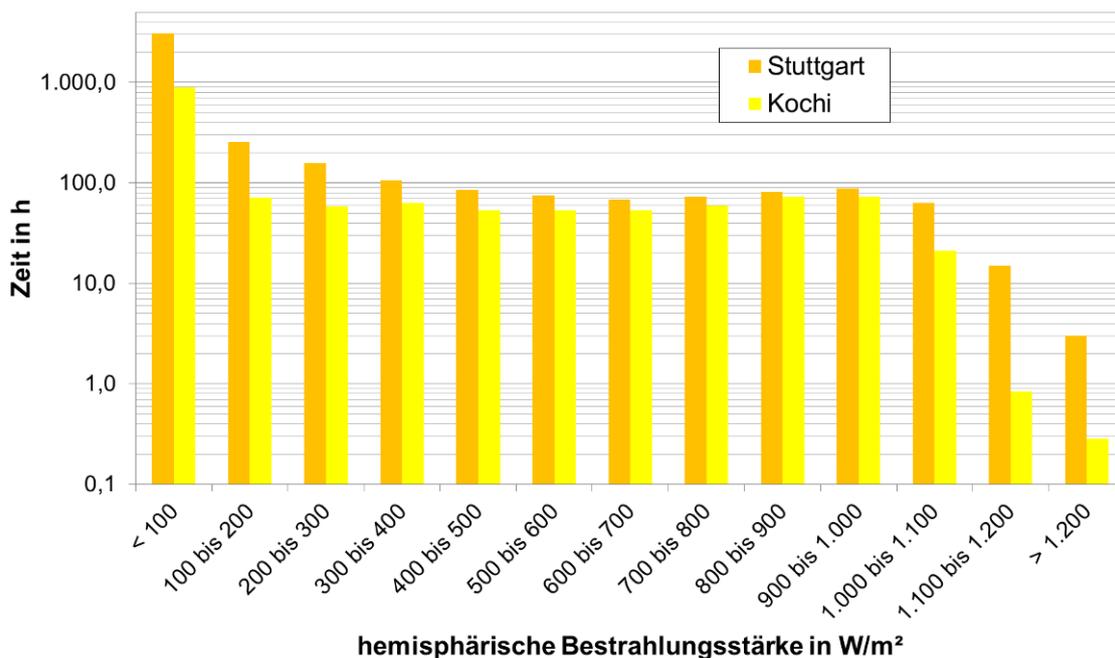


Abbildung 5: Histogramm der hemisphärischen Bestrahlungsstärke in Kollektorebene an den Standorten Stuttgart (Ausrichtung nach Süden, 45° Neigung), im Zeitraum vom 09.07.2012 bis 15.01.2013 (4.143 h), und Kochi (Ausrichtung nach Süden, 25° Neigung) vom 11.11.2012 bis 15.01.2013 (1.480 h)

Abbildung 6 stellt die thermische Belastung der Absorber für jeweils einen Sonnenkollektor pro Bauart dar, die in Stuttgart während der ungekühlten Exposition gemessen wurden. Die Belastungsdauer wurde dabei wieder logarithmisch aufgetragen. Zum Vergleich dazu ist in Abbildung 7 die Häufigkeitsverteilung der Temperaturbelastungen der Absorber in den gekühlten Sonnenkollektoren abgebildet. Es ist klar erkennbar, dass die thermische Belastung der gekühlten

Sonnenkollektoren, wie beabsichtigt, deutlich geringer ist als jene der ungekühlt exponierten Sonnenkollektoren.

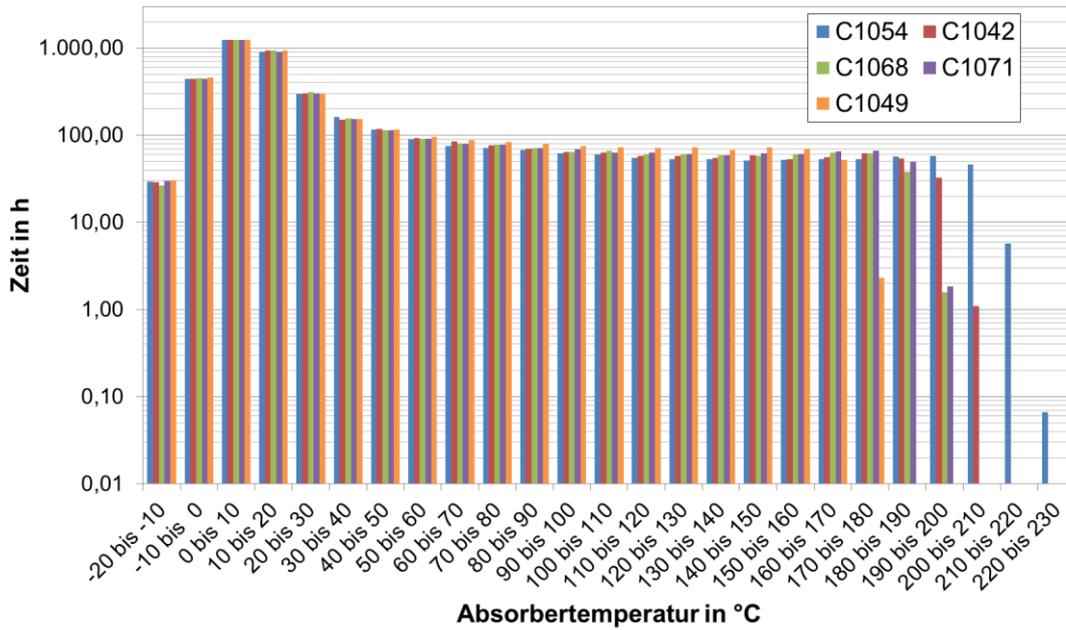


Abbildung 6: Histogramm der Absorbertemperaturen der ungekühlt exponierten Sonnenkollektoren am Standort Stuttgart im Zeitraum vom 09.07.2012 bis 15.01.2013 (4.143 h)

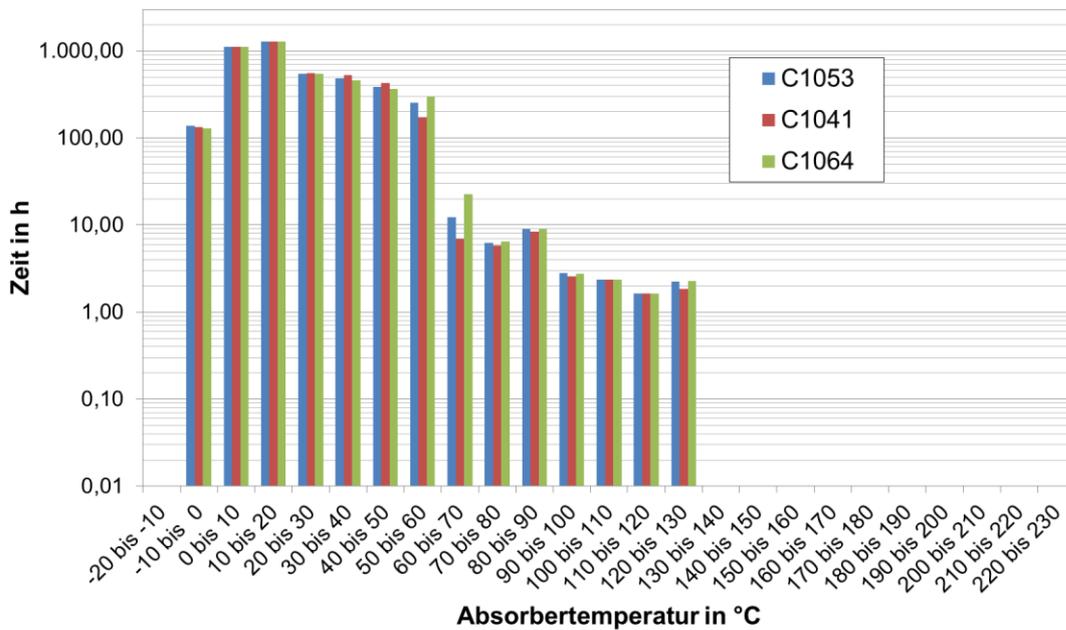


Abbildung 7: Histogramm der Absorbertemperaturen der gekühlt exponierten Sonnenkollektoren am Standort Stuttgart im Zeitraum vom 09.07.2012 bis 15.01.2013 (4.219 h)

Die thermische Belastung der Absorber am Standort Kochi ist in Abbildung 8 dargestellt.

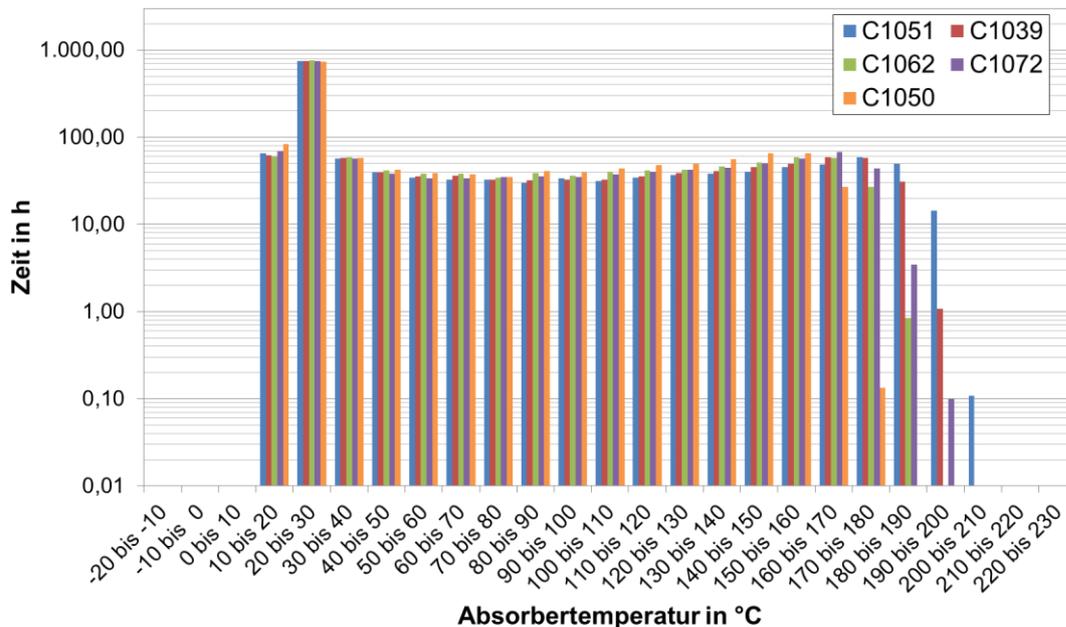


Abbildung 8: Histogramm der Absorbertemperaturen der Sonnenkollektoren am Standort Kochi (ungekühlte Exposition) im Zeitraum vom 11.11.2012 bis 15.01.2013 (1.480 h)

Die Messdaten aus der ungekühlten Exposition an den beiden Standorten zeigen, dass bis zu einer Temperatur von 160 °C die Bauart der Sonnenkollektoren keinen wesentlichen Einfluss auf die Belastungsdauer der Absorber hat.

Unterschiede in Abhängigkeit von der Bauart der Sonnenkollektoren ergeben sich für beide Standorte jedoch hinsichtlich der maximalen Temperaturbelastung. Die Sonnenkollektoren des Typs 3 erreichen die höchsten gemessenen Absorbertemperaturen (am Standort Stuttgart über 220 °C). Dies lässt sich durch die selektive Absorberbeschichtung, die Antireflexbeschichtung der transparenten Abdeckung und die gute Wärmedämmung erklären. Die Sonnenkollektoren des Typs 2 erreichen an beiden Standorten die zweithöchsten Absorbertemperaturen. Die Sonnenkollektoren des Typs 4 erfahren an beiden Standorten die geringste thermische Belastung. Beim Vergleich der beiden Standorte fällt auf, dass die thermische Belastung der Absorber am Standort Stuttgart höher ausfällt. Dies erscheint zunächst unrealistisch, lässt sich jedoch mit der kurzen Messdauer am Standort Kochi erklären. Hier wurden die strahlungsintensiveren Sommermonate in Indien noch nicht erfasst. Ein abschließender Vergleich ist daher zum gegebenen Zeitpunkt also noch nicht möglich.

4.2. Thermische Belastung der Klebefugen

Die Auswertung der bisher in den Klebefugen gemessenen Temperaturen der Sonnenkollektoren hat ergeben, dass die höchsten Temperaturen in den Klebefugen an der Vorderseite der Sonnenkollektoren auftreten. Maximalwerte im Bereich zwischen 80 und 85 °C wurden dabei am Standort Stuttgart in der Klebefuge mittig, am oberen Rand des Sonnenkollektors Typ 3 gemessen (vgl. C1054 in Abbildung 9). Die entsprechenden Messdaten vom Standort Kochi liegen im selben Temperaturbereich.

An der Vorderseite des Sonnenkollektors Typ 5 wurden in anschlussnähe höhere Temperaturen gemessen als mittig an dessen oberem Rand. Dies legt den Schluss nahe, dass die spezielle Bauweise eines Sonnenkollektors die Lage der am höchsten thermisch belasteten Stelle der Klebefuge mitbestimmt.

Die Temperaturbelastung der Klebefugen an der Rückseite der Sonnenkollektoren ist deutlich geringer als an der Vorderseite. Die Maximalwerte der gemessenen Temperaturen liegen hier nur im Bereich zwischen 60 und 65 °C.

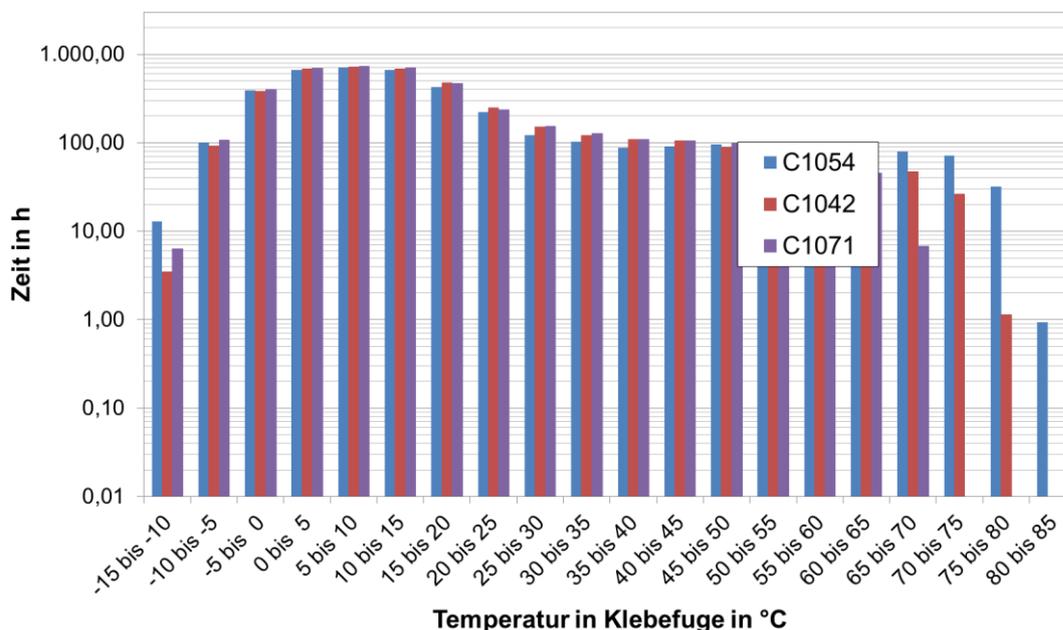


Abbildung 9: Histogramm der am Standort Stuttgart gemessenen Temperaturen in der Klebefuge am oberen Rand der Vorderseite, mittig zwischen Rahmen und Abdeckung (vgl. Abb. 3, links) im Zeitraum vom 09.07.2012 bis 15.01.2013 (4.143 h)

5. Zusammenfassung

Im Verbundprojekt SpeedColl werden durch das Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des ITW zwei Expositionsstandorte betreut. In Stuttgart,

Deutschland und Kochi, Indien wurden Teststände errichtet und jeweils elf Sonnenkollektoren (mit fünf unterschiedlichen Bauarten) installiert. Die Sonnenkollektoren werden über einen Zeitraum von drei Jahren den vorherrschenden klimatischen Bedingungen ausgesetzt. Diese Exposition wird detailliert messtechnisch begleitet, was eine Quantifizierung der standortspezifischen Alterungseinflüsse erlaubt. In diesem Beitrag wurden die bisher gemessenen thermischen Belastungsdaten in Form von Histogrammen dargestellt und analysiert. Möglicherweise erwartete, deutliche Unterschiede in der maximalen thermischen Belastung der Bauteile aufgrund deutlich unterschiedlicher klimatischer Rahmenbedingungen an den beiden Standorten können bislang aufgrund der kurzen Expositionsdauer nicht bestätigt werden. Am Standort Stuttgart wurden bislang sogar höhere Maximaltemperaturen gemessen. Dabei liegt die maximale Temperaturbelastung der Absorber im Bereich von 220 bis 230 °C. Die höchsten Temperaturen in den Klebefugen betragen zwischen 80 und 85 °C. Die Auswertung und Analyse der Messdaten aus insgesamt 3 Jahren Exposition und die beobachtbare Alterung der Sonnenkollektoren fließt in die Entwicklung und Validierung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung von Sonnenkollektoren ein.

Danksagung

Das Forschungsprojekt „Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten“, Akronym „SpeedColl“, wird aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit über den Projektträger Jülich gefördert.

Die Verantwortung für die Inhalte dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Literatur

- /1/ Brunotte, E. (Hrsg.): Lexikon der Geographie in vier Bänden, zweiter Band - Gast bis Ökol, Seite 235. Heidelberg [u.a.] 2002. ISBN: 3-8274-0363-4
- /2/ DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren (2006) DIN EN 12975-2. Berlin.
- /3/ Traub, B., Kofler, P., Fischer, S., Drück, H.: Beanspruchung von Sonnenkollektoren unter Berücksichtigung unterschiedlicher Klimazonen und Anwendungen. In: Vajen, K. (Hrsg.): 22. Symposium Thermische Solarenergie. 09. bis 11. Mai 2012, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Seite 154 – 155 (Kurzfassung). Regensburg 2012. ISBN: 3941785893



SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry
September 23-25, 2013, Freiburg, Germany

Field test of an advanced solar thermal and heat pump system with solar roof tile collectors and geothermal heat source

Anja Loose^{a*} and Harald Drück^a

*^aInstitute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)
Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)
University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany*

Abstract

The technological combination of solar thermal systems with heat pumps continues to be a highly topical subject in the market of sustainable domestic hot water and space heating systems. Nonetheless, objective performance test methods are not yet common standard. In this context field tests with six different combined solar and heat pump systems installed in single- and smaller multi-family houses in Germany have been performed under real operating conditions by the ITW/TZS. In this paper a novel heating system comprising solar roof tile collectors and so-called geothermal energy baskets is presented in detail and in-situ monitoring results are shown and discussed.

© 2014 The Authors. Published by Elsevier Ltd.

Selection and peer review by the scientific conference committee of SHC 2013 under responsibility of PSE AG.

Keywords: Combined solar thermal and heat pump system; performance assessment; field test; in-situ monitoring

1. Introduction

During the past years, a variety of combined solar thermal and heat pump (SHP) systems with different conceptual designs have appeared on the European market, claiming that higher seasonal performance factors of the overall

* Corresponding author. Tel.: +49-(0)711-68563940; fax: +49-(0)711-68563503.

E-mail address: loose@itw.uni-stuttgart.de

systems can be achieved than with traditional, separated heating systems. The main background for this development is the expected increase of efficiency for both, the solar thermal system and the heat pump due to synergetic effects resulting from the mutual interaction of these sub-systems [1]. Recently, more than 100 market available SHC systems have been identified [2]. However, uniform and objective criteria for the evaluation of the combined solar and heat pump systems' thermal performances are not available up to now. Because of this corresponding test and assessment procedures are needed in order to be able to determine the energetic performance and the environmental impact of combined solar thermal and heat pump systems in an objective manner. Motivated by these facts the national research project *WPSol* (performance testing and ecological assessment of combined solar thermal and heat pump systems, project duration 2010 - 2013) has been initiated in order to develop performance test methods for such combined systems. Key activities within this project are among others field tests, i.e. in-situ monitoring of combined solar thermal and heat pump systems installed in real buildings.

2. Field tests of combined solar thermal and heat pump systems

Broad field tests of separate system technologies (such as solar thermal systems and heat pump systems) have been performed already for heat pump systems only [3] and for solar thermal combi systems without heat pumps [4], but not yet for the specific combination of solar thermal and heat pump systems. Although some of these combined systems have been monitored in single cases [5-7], a systematic study related to the in-situ performance for this system category is still missing. Therefore, field tests based on in-situ monitoring have been performed in international cooperation within the common IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 of the Solar Heating and Cooling Programme and the Heat Pump Programme of the International Energy Agency [8] in order to determine the thermal performance of combined solar thermal and heat pump systems under real operating conditions.

The main aim of the in-situ monitoring is on the one hand the detection of installation errors, optimization of the operation behavior of the entire systems and controlling functions for different operation modes as well as the dimensioning of the collector field and storage capacity, etc. On the other hand, measured data are necessary for the validation of numerical simulation models of combined solar thermal and heat pump systems. The combined solar thermal and heat pump systems which are monitored within the project *WPSol* represent a broad spectrum of different system concepts. Six heating systems installed in Germany have been equipped with measuring equipment and been monitored until August 2013. In this paper, one of the most innovative systems under investigation comprising a brine to water heat pump in combination with solar roof tile collectors and geothermal energy baskets is described in more detail and the results determined during the in-situ monitoring are presented and discussed.

3. Combined SHP system with solar roof tile collectors and geothermal heat source

3.1. System description

The system described in this paper consists of so-called geothermal energy baskets as heat source for a brine to water heat pump. Alternatively, "invisible" solar roof tile collectors (coated Aluminum absorbers in the shape of roof tiles) can be used as direct heat source for the heat pump, as well. These solar roof tiles act both as solar thermal collectors and as solar absorbers, which are also able to collect heat from the ambient air, respectively. Direct charging of a space heating buffer store and a domestic hot water buffer store by the solar roof tiles is also possible, as well as solar regeneration of the earth surrounding the energy baskets. A simplified hydraulic scheme is depicted in Fig. 1 and pictures of the geothermal energy baskets and the solar roof tile collectors are shown in Fig. 2.

The control of this bivalent system always checks which is the most effective energy source at a time and uses this source to provide the necessary temperature for domestic hot water, space heating and regeneration of the earth. If there is heat demand for domestic hot water or space heating the heat source with the highest temperature is chosen to charge the heat stores. If the brine temperature from the roof is high enough, the store is heated directly without

using the heat pump. If there is no heat demand, the system chooses between solar thermal regeneration of the ground or bringing the temperature in the two buffer stores to a higher level, depending on the respective temperatures.

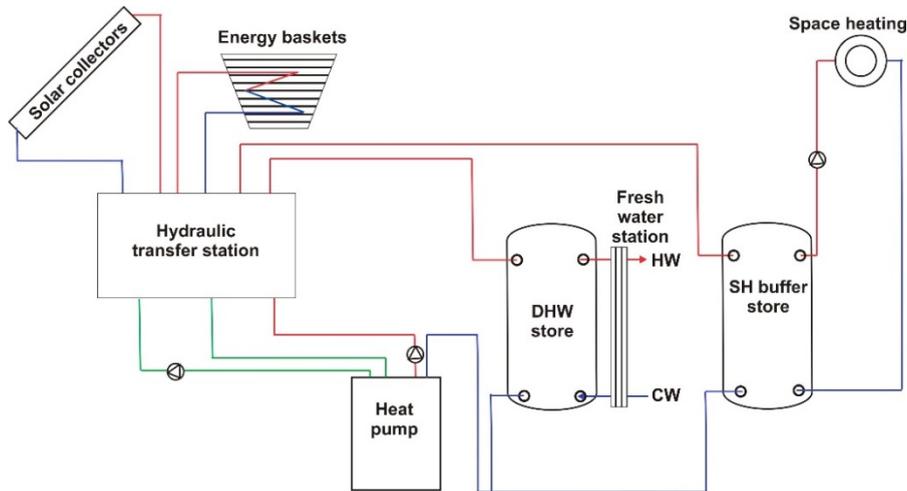


Fig. 1. Simplified hydraulic scheme of the monitored heating system

The control of the system also distinguishes between summer, winter and transition times. While during summer direct solar thermal domestic hot water preparation is favored, during winter solar thermal heat is offered to the heat pump directly as heat source, if possible and the temperature is high enough, and during autumn and spring the regeneration of the ground is prioritized. A configuration with combi store is available as well. Passive cooling is optional.



Fig. 2. (a) Geothermal energy baskets, (b) solar roof tiles [Pictures: A. Drexler, A. Loose]

3.2. Technical data and building description

The following technical specifications apply for the heating system monitored and for the corresponding building:

- Brine to water heat pump; COP 4.7 at B0/W35 (EN 14511), refrigerant R410a, nominal capacity 12 kW, scroll compressor
- Solar roof tile collectors oriented to south, 35 m² collector area
- Geothermal energy baskets, 4 x 1.5 kW nominal abstraction capacity
- 400 l domestic hot water buffer store, 400 l space heating buffer store
- Multi-family house, 3 flats, 5 persons

- Year of construction: 1960, refurbishment in 2011
- Location: Füssen, Bavaria, Germany
- Heated living area: 280 m², radiator heating system with low flow temperatures (radiators are oversized after retrofit of the building)
- Annual space heating demand: 18.890 kWh/a (67.5 kWh/m²a) (measured)
- Design supply and return temperature space heating: 29/27°C (measured)
- Annual DHW demand: 1.345 kWh/a (4.8 kWh/m²a) (measured)
- Design tapping temperature: 45°C.

3.3. Monitoring procedure

The system has been monitored from September 2012 until August 2013. Data were collected once per minute with an Ennovatis Smartbox as data logger and transferred once per day via a GSM mobile connection to the ITW. Pt 1000 temperature sensors were used for measurement of the ambient temperature and room temperature (boiler room), a solar irradiation sensor (Si cell) was also installed on the roof in the solar collector plane.

Heat meters (ultrasonic flow meters with two Pt 500 sleeve sensors each) were used for monitoring the heat flow in the heating loop, the two buffer store charging loops, the DHW loop and DHW circulation. Heat meters based on turbine type volume flow meters and Pt 500 temperature sensors for flow and return temperatures were used to measure the heat flow in the brine loops (i.e. solar loop, geothermal source and regeneration, primary and secondary loop of the heat pump). Electricity meters for heat pump, electric heating element as backup, control, primary circulation pump, store charging pump, heating loop, fresh water station and DHW circulation pump were installed. Fig. 3 shows the monthly energy balances for the period from September 2012 until August 2013 in Kilowatt-hours.

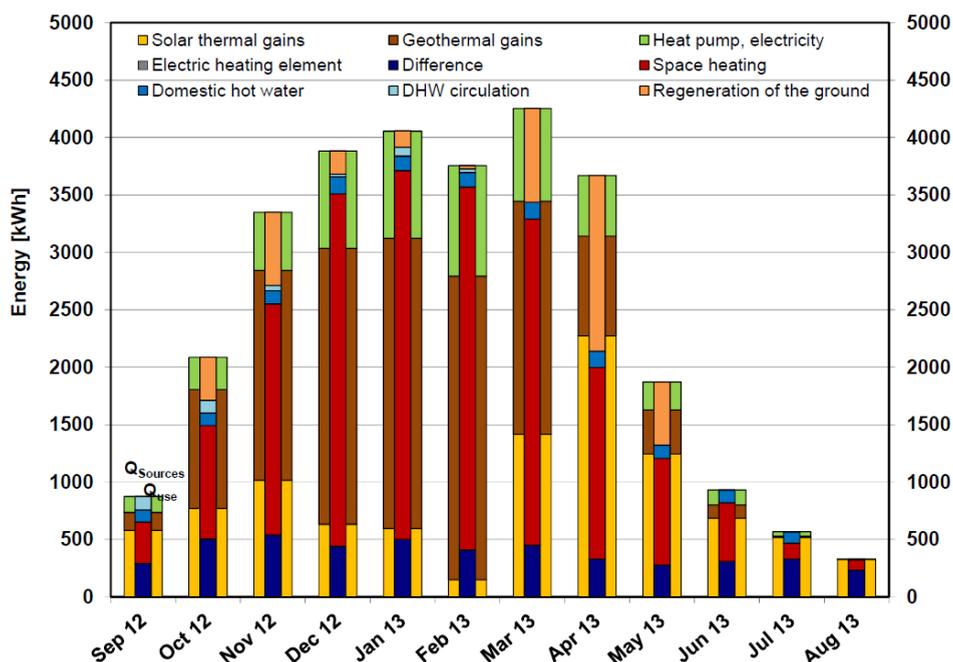


Fig. 3. Monthly energy balances of the monitored combined solar and heat pump system for the period of one year

The central small bar of each column depicts the useful energy (space heating, domestic hot water, circulation and regeneration) including heat losses and measuring faults. At the outer part of each column, the energy sources are displayed. They consist of solar gains from the roof tile collectors, geothermal gains from the energy baskets and electrical energy consumed by the heat pump. An electric back-up was not needed during the monitored period.

3.4. Definition of new performance figures and monitoring results

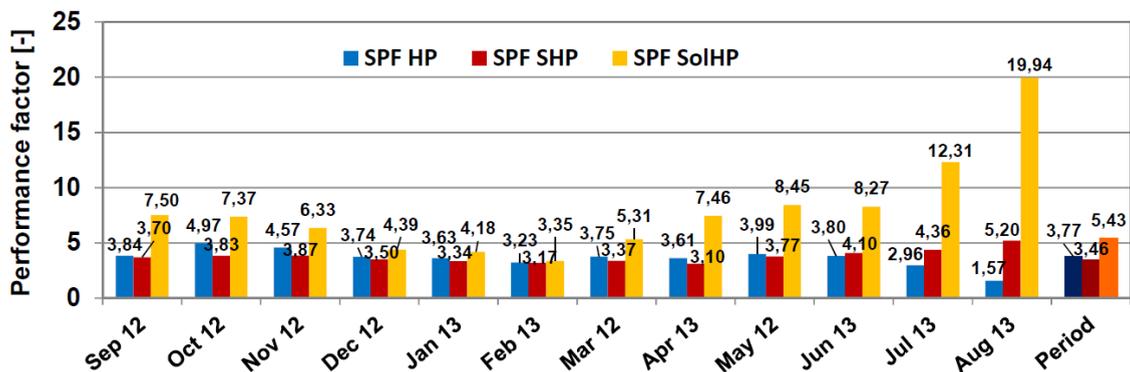
During the course of IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 new performance figures for combined solar thermal and heat pump systems have been defined in international agreement [9]. These are used in the style of seasonal performance factors of monovalent heat pumps and are defined as produced heat quantity divided by the electricity consumption for several system boundaries. The most important performance factor for combined solar thermal and heat pump systems according to Task 44 / Annex 38 is the seasonal performance factor SPF_{SHP} for the overall system (SHP = solar heat pump):

$$SPF_{SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt}{\int \sum_i P_{el,i} * dt} \quad \dagger \quad (1)$$

In contrast to the performance factor SPF_{SHP} the electricity consumption for space heating loop pump and domestic hot water circulation pump are not considered in this value. Attention should be paid to the fact that these thermal performance factors are not directly comparable to the seasonal performance factors which are commonly used to describe the performance of heat pumps without combination with solar thermal systems. The definition for combined solar and heat pump systems utilizes the mere useful energy output, while for field tests with monovalent heat pumps found in the literature generally the total amount of heat produced by the heat pump – i.e. including heat losses of the store – is used. Thus, the latter values are higher than the new SPF_{SHP} by definition. Seasonal performance factors can also be calculated for single components and sub-systems, as e.g. for the solar thermal collector field, for the heat pump or for the heat pump with solar assistance.

$$SPF_{SC} = \frac{\int (\dot{Q}_{Sol}) * dt}{\int P_{el,sol} * dt}, \quad SPF_{HP} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP}) * dt}{\int \sum_i P_{el,HP,i} * dt} \quad \text{und} \quad SPF_{SolHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{Sol} + \dot{Q}_{HP}) * dt}{\int P_{el,sol} + P_{el,HP} + P_{el,ctr} * dt} \quad \ddagger \quad (2)$$

The performance factor SPF_{SolHP} serves for the direct comparison with the performance of the heat pump SPF_{HP} and thus is an indicator for the added value given by the solar thermal sub-system.



[†] with Q_{SH} – space heating, Q_{DHW} – domestic hot water consumption, $P_{el,i}$ – electricity consumption of all consumers (heat pump, circulation pumps, controller and electric heating element if applicable)

[‡] SC – solar collector, Q_{Sol} – total solar gain, Q_{HP} – heat produced by the heat pump, $P_{el,sol}$ – electricity consumption of solar circulation pump and solar control, $P_{el,HP,i}$ – electricity consumption of compressor, control and primary loop circulation pump of the heat pump, $P_{el,ctr}$ – electricity consumption of the controller

Figure 4: Performance factors SPF_{HP} , SPF_{SHP} and SHP_{SolHP} of the system

The thermal performance factors for the system described here are shown on monthly basis in Fig. 4 and reached values of $SPF_{HP} = 3.77$, $SPF_{SYS} = 3.46$ and $SPF_{SolHP} = 5.43$ for the monitored period from September 2012 until August 2013. The performance of the heat pump in this system is therefore comparable to a conventional brine to water heat pump with borehole heat exchangers.

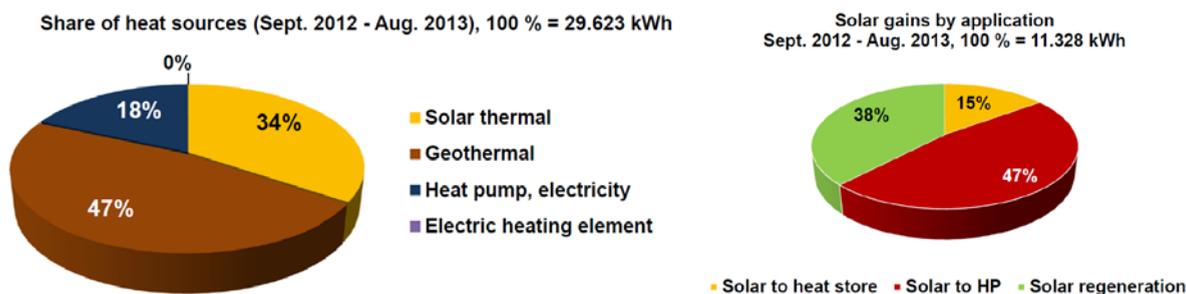


Figure 5: (a) Share of heat sources, (b) share of solar gains by application for the period Sept. 2012 until Aug. 2013

In Fig. 5a the contributions of the different heat sources of the system (solar thermal and geothermal) and the electricity consumed by the heat pump are depicted. It can be seen, that about one third of this contribution is solar thermal, comprising direct charge of buffer stores (15 %), direct use for the heat pump as heat source (47 %) and regeneration of the earth (38 %) as shown in Fig. 5b. The share of solar energy used directly as heat source for the heat pump amounts to 22 % of all heat sources, geothermal 56 % and electricity 22 %.

The seasonal differences made by the system's control of operation modes can be seen clearly from monitoring results. Fig. 6 depicts the monthly share of solar thermal energy gains split up into their different usage categories. While during summer direct use for domestic hot water preparation is favoured, during the heating period solar gains are provided to the heat pump's evaporator and in autumn and spring regeneration of the earth is preferred.

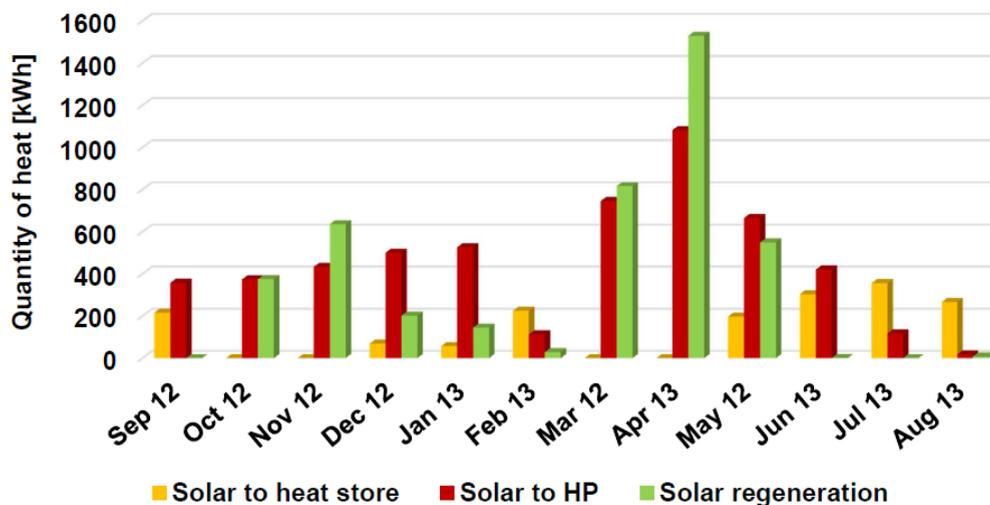


Figure 6: Seasonal control of the solar gains for the period Sept. 2012 until Aug. 2013

From the solar thermal point of view, the fractional energy savings (f_{sav}) can also be calculated as an additional performance factor, which is defined as the auxiliary heating demand of a solar combi system (Q_{aux}) in relation to the energy demand of a reference system (Q_{ref}) operated with natural gas. Since in the case of heat pumps as backup of a

solar thermal system the fossil energy used is electricity instead of gas, one can define a new figure $f_{sav,PE}$ which also considers the primary energy needed for the auxiliary heating demand:

$$f_{sav,PE} = 1 - \frac{Q_{aux}}{Q_{ref}}, \text{ with } Q_{aux} = (P_{el,HP} + P_{el,heating\ element}) * f_{PE,electricity} \text{ and} \quad (3)$$

$$Q_{ref} = (Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses,store}) * \frac{1}{\eta_{conv}} * f_{PE,gas}^{\S}$$

Over the monitored period of one year the system reaches mean values of $f_{sav} = 82.4\%$ and $f_{sav,PE} = 58.4\%$. These values indicate the share of environmental or rather renewable energy (solar thermal, geothermal and heat from the air) which is used during operation of the heating system on basis of final energy and primary energy, respectively, as compared to the fossil fuel operated reference system. Further solar thermal performance factors are the collector efficiency ($\eta_{col} = \text{solar gains/solar irradiation onto collector plane}$) and the specific collector gains per square meter and year. For the system under investigation these amount to $\eta_{col} = 26\%$ for the period measured and specific gains were $292 \text{ kWh/m}^2\text{a}$. It has to be taken into account that solar absorbers are in use which are less effective than e.g. flat plate collectors, yet also capable to use heat from the surrounding air in times with no or low solar radiation, which is included in the collector gains. According to IEA Task 44/Annex 38 also for the collector field a seasonal performance factor SPF_{SC} can be calculated as already defined above in Eq. 2. The SPF_{SC} and η_{col} are shown on monthly basis in Fig. 7.

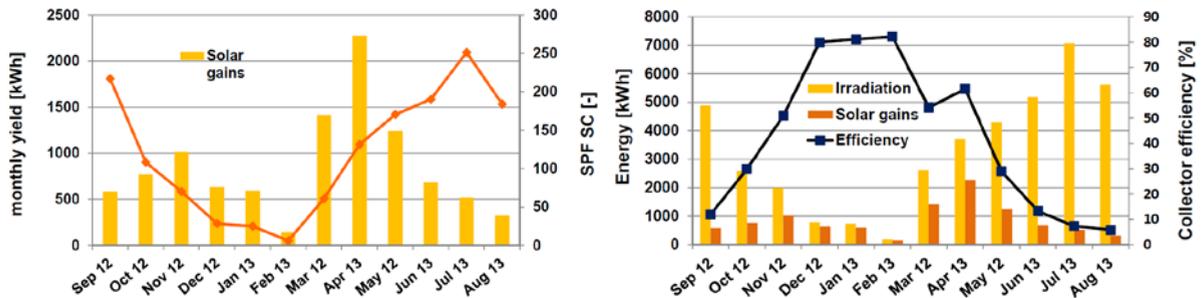


Figure 7: (a) Performance factors SPF_{SC} and monthly solar thermal yield in total, (b) collector efficiency

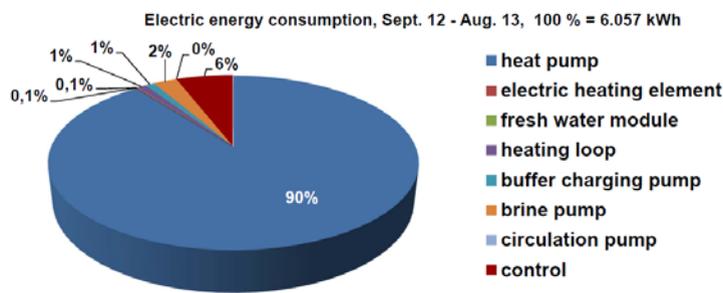


Figure 8: Electricity consumption of the monitored system for the period Sept. 2012 until Aug. 2013

The share of electricity demand for auxiliary devices such as circulation pumps and system control is a substantial value for the assessment of the performance of the overall system, as well, since it is expressed indirectly in the

^{\S} As primary energy factors f_{PE} values of 1.1 for natural gas and 2.6 for the electricity mix in Germany were used. Auxiliary electric energy for control and circulation pumps were not included in the calculation of Q_{aux} according to EN 12976. Q_{losses} describes the heat losses of a conventional heat store for domestic hot water and is applied here with 644 kWh/a . η_{conv} – efficiency of gas boiler (factor 0.75).

calculated value SPF_{SHP} . Even if highly efficient sub-systems as e.g. a high performance heat pump are applied in the system, the performance of the overall system may be poor, if too much auxiliary electricity is needed. The system under investigation showed rather good values with only 10 % share of auxiliary energy demand (Fig. 8). The use of the electric heating element which is integrated in the system was not necessary during the period monitored.

The heat losses of the two buffer stores amount for about 250 kWh/month in average. This corresponds to 13 % of the amount of heat charged to the buffer stores or 87 % storage efficiency. The monthly energy balances of the buffer stores are depicted in Fig. 9 with energy charged to the stores as positive and used energy as negative values.

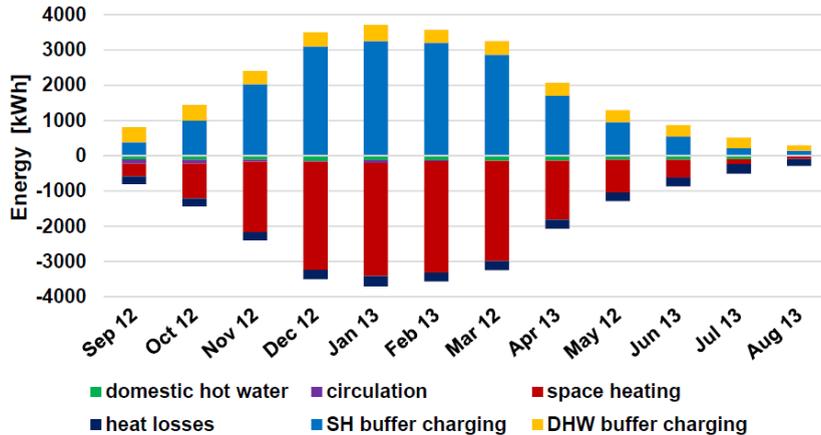


Figure 9: Monthly energy balances of the two buffer stores for the period Sept. 2012 until Aug. 2013

The typical course of monthly space heating and domestic hot water demand of the system under investigation depending on the mean ambient temperature is shown in Fig. 10. In addition, the mean room temperature measured in the boiler room can be seen. Circulation has been stopped after February 2013 due to high heat losses and the surplus of electricity demand. The house was not inhabited during August 2013, i.e. there was no domestic hot water demand during this month.

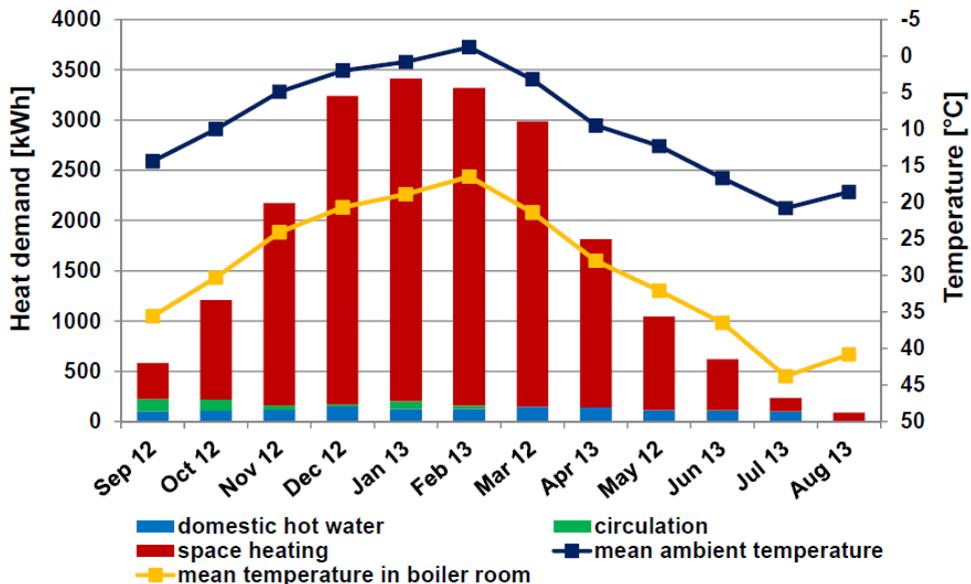


Figure 10: Monthly space heating and domestic hot water demand in dependence of the ambient temperature

In addition to the thermal performance factors which have been newly defined by the experts participating in the IEA Task 44/ Annex 38 and presented above, also some figures of ecological relevance have been agreed on. Two of these are the Global Warming Potential (GWP) and the Primary Energy Ratio (PER):

$$GWP = \frac{\int \sum \dot{Q}_{FE} * GWP_i * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kg \text{ CO}_2\text{-Eq.}}{kWh_{UE}} \right] \text{ and } PER = \frac{\int \sum P_{e,FE} * CED_{NRE,el} * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kWh_{PE}}{kWh_{UE}} \right]** \quad (4)$$

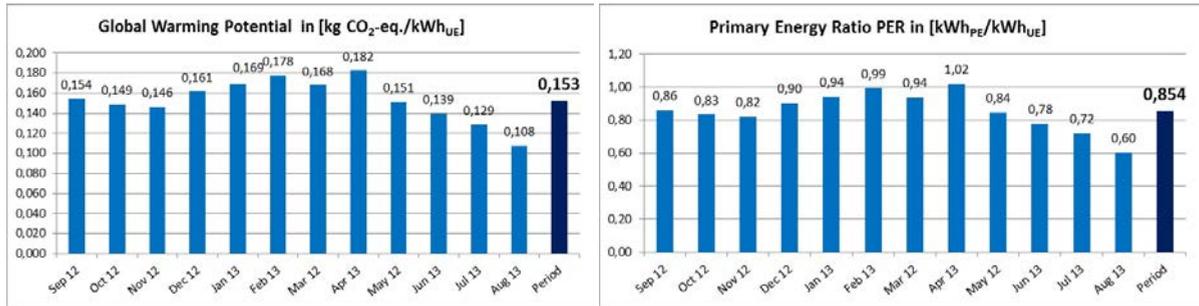


Figure 11: (a) Global warming potential, (b) primary energy ratio of the system

Both values are shown in Fig. 11 on a monthly basis. By the GWP value the amount of greenhouse gas emissions as CO₂-equivalents is expressed related to the amount of useful energy (for space heating and domestic hot water) per Kilowatt-hour. The value PER describes the amount of primary energy which has to be invested for earning one Kilowatt-hour of useful energy. For comparison, the values used for natural gas and for oil are given below in Eq. 5. Once the calculated values from measured data are smaller than these, the operation of the system is more ecologic than for a correspondent gas or oil fueled system.

$$GWP (gas): 0.307 \text{ kgCO}_2\text{-Eq/kWh}, GWP (oil): 0.318 \text{ kgCO}_2\text{-Eq/kWh} \quad (5)$$

$$PER (gas): 1.194 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{FE}, PER (oil): 1.271 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{FE}.$$

4. Conclusion

In the context of the development of new performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems the ITW/TZS has performed a field test with six of such systems with different conceptual designs. One of three systems comprising brine to water heat pumps has been presented in this paper including in-situ monitoring results for the period of one year. The heat pump using shallow geothermal and solar thermal heat as sources has been installed into a retrofitted multi-family house in Füssen (Germany) in summer 2012 and has been monitored from September 2012 until August 2013. The system provides domestic hot water (1.345 kWh/a) for four persons and a small child (which is a comparably very low value, yet measured as such) and space heating (18.890 kWh/a) for 280 m² heated floor area. All heat flows and the electricity consumption of heat pump, control, circulation pumps and hydraulic transfer station have been monitored.

The measured seasonal performance factor of the heat pump as component (SPF_{HP} = 3.77) corresponds to typical values for brine to water heat pumps in the field found in previous investigations, c. f. [3]. The overall system's

** PE – primary energy, FE – final energy, UE – useful energy, NRE – non-renewable energy, GWP₁ (0.56 kg CO₂/kWh) and CED_{NRE,el} (3.13 kWh_{PE}/kWh_{FE}) are European average values for the CO₂-equivalent (greenhouse gas emissions) and for the cumulative energy demand for the electricity mix, Q_{SH} – space heating, Q_{DHW} – domestic hot water consumption.

performance factor ($SPF_{SHP} = 3.46$) can be seen as rather good for a system which has not been optimized yet, and which is situated in a retrofitted old building, though higher values have been predicted to be possibly reached by simulation studies.

The combined solar thermal and heat pump system presented here has got a big potential for even increased solar thermal contributions, especially during summer time, in combination with additional heat sinks as e. g. private swimming pools for single-family houses. Furthermore, the solar roof tile collectors are of special interest for applications in protected historical buildings, since they are available in different roof colors and thus indeed almost invisible.

It has to be underlined at this point that mere field test results from in-situ monitoring cannot be directly compared, since the results measured depend on a variety of boundary conditions such as location of the building, climatic conditions, building standard and space heating demand of the building and last but not least the consumer behavior. Only with simulations of the systems under reference conditions the results become definitely comparable. More results of field tests with combined solar thermal and heat pump systems performed by international research groups as participation to the IEA SHC Task 44/ HPP Annex 38, a comparison among these systems and also system simulations will be available in the corresponding handbook of the Task which will be published presumably in the beginning of 2014.

Acknowledgements

The project WPSol is partly funded by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU) under grant number 0325967A. The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication.

Thanks are also addressed to our industrial project partners Prometall-Fertigungstechnik GmbH, 87669 Rieden am Feggensee and Noventec GmbH, 87629 Füssen, Germany, for their contributions and support.

References

- [1] Drück H, Loose A. Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft? Tagungsband 4. VDI-Fachtagung Solarthermie, September 27-28, 2011, Ludwigsburg (in German)
- [2] Ruschenburg J, Herkel S. A comparative analysis of market available solar thermal heat pump systems, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- [3] Miara M, Günther D, Kramer K, Oltersdorf T, Wapler J. Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, Germany http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de/download/wp_effizienz_endbericht_kurzfassung.pdf (in German)
- [4] Combisol Project. Standardisation and Promotion of Solar Combi Systems. Final report, <http://www.combisol.eu>, 2010
- [5] Loose A, Drück H. Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store, REHVA European HVAC Journal, issue 5, 2012, pp. 38-42. Theme: Heat Pumps and Renewable Energies
- [6] Loose A, Bonk S, Drück H. Investigation of combined solar thermal and heat pump systems - field and laboratory tests, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- [7] Loose A, Drück H. Feldtest von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen, 12. Internationales Anwenderforum oberflächennahe Geothermie (OTTI), March 19-20, 2013, Neumarkt i.d.OPf., ISBN 978-3-943891-12-6 (in German)
- [8] IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Homepage: <http://task44.iea-shc.org/>
- [9] Malenković I et al. Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems, a technical report of Subtask B / IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, January 2013

Kombinierte Solarthermie- Wärmepumpenanlagen im Feldtest

Im Rahmen der Entwicklung von Leistungsprüfverfahren für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen werden neben Laborprüfungen auch Feldtests durchgeführt. Es ist unabdingbar, auf Messdaten von realen Anlagen zurückgreifen zu können, um deren tatsächliche Leistungsfähigkeit zu beurteilen. Daten aus Feldtests sind zudem wichtig für die Validierung von Simulationsmodellen, für die energetische Optimierung der vermessenen Systeme sowie für die Aufdeckung von Fehlerquellen.



Abbildung: K. - P. Schäfer

Abb. 1 – Messtechnisch begleitete Solar-Eisspeicheranlage

In Deutschland und Europa erscheinen seit einigen Jahren zunehmend Heizungsanlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung für Einfamilienhäuser und kleinere Mehrfamilienhäuser auf dem Markt, in denen solarthermische Komponenten mit Kompressionswärmepumpen kombiniert werden. In einer Studie wurden kürzlich mehr als 100 markterhältliche kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen identifiziert [1]. Aus der Systemkopplung dieser beiden Technologien resultiert theoretisch eine Reihe von Synergieeffekten, welche die Effizienz sowohl des solarthermischen Systems als auch der Wärmepumpe verbessern und somit potenziell zu höheren Systemjahresarbeitszahlen führen können [2]. Einheitliche und objektive Prüfverfahren sowie Beurteilungskriterien zur Bewertung der energetischen Effizienz von derartigen Anlagen waren bisher allerdings nicht verfügbar und werden seit 2010 im Rahmen eines gemeinsamen Tasks des Solar Heating and Cooling Programme sowie Annex des Heat Pump Programme der Internationalen Energieagentur (IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, [3]) mit dem Titel „Solar and Heat Pump Systems“ erarbeitet. Das ITW/TZS ist hieran mit dem Projekt WPSol (Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen) beteiligt [4-8]. Ein zentraler Projektschwerpunkt ist neben Laborprüfungen und Simulationen ein Feldtest mit insgesamt sechs kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen in Deutschland, d. h. die detaillierte messtechnische Untersuchung in Form eines In-Situ Monitorings dieser Anlagen unter realen Betriebsbedingungen.

Feldtests von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen

Ergebnisse aus Feldtests von wärmetechnischen Anlagen zeigen immer wieder, dass die tatsächliche Leistung der Anlagen im realen Betrieb u. a. maßgeblich von den Betriebsbedingungen und von der Kombination der einzelnen Komponenten sowie der Installationsgüte abhängt. Je komplexer die kombinierten Systeme ausgeführt werden, desto wichtiger wird zudem die Beachtung einer sinnvollen Abfolge der unterschiedlichen möglichen Betriebszustände. Es ist somit unabdingbar, auf Messdaten von realen Anlagen zurückgreifen zu können, um deren tatsächliche Leistungsfähigkeit beurteilen zu können. Daten aus Feldtests sind zudem wichtig für die Validierung von Simulationsmodellen, für die energetische Optimierung der vermessenen Systeme sowie für die Aufdeckung von Fehlerquellen. Messtechnisch untersucht werden im Projekt WPSol u.a. drei Sole/Wasser-Wärmepumpen, welche im Folgenden näher beschrieben werden.

Anlagenbeschreibungen

Bei den untersuchten Solar-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen handelt es sich um drei sehr unterschiedliche Konzepte, welche allerdings eine Gemeinsamkeit aufweisen: Die Solarwärme wird neben der direkten Nutzung zur Trinkwassererwärmung der Wärmepumpe als alternative Wärmequelle zur Verfügung gestellt. Dies geschieht entweder indirekt über einen zusätzlichen Wärmespeicher auf der „kalten“ Seite, d. h. auf einem niedrigeren Temperaturniveau im Primärkreis der Wär-



Abbildung: A. Drexler



Abbildung: ITW

Abb. 2 – Erdwärmekorb (links) und Solardachpfannen (rechts)

mepumpe, oder direkt, d. h. Solarwärme wird direkt auf den Verdampfer der Wärmepumpe geleitet.

Anlage 1: Solar-Eisspeichersystem

Das sogenannte Solar-Eisspeichersystem ist gekennzeichnet durch einen erdvergrabenen, mit Wasser gefüllten Latentwärmespeicher, welcher als einzige Wärmequelle für eine Sole/Wasser-Wärmepumpe fungiert. Dieser Eisspeicher wird solarthermisch erwärmt bzw. regeneriert mithilfe von zwei Solarabsorbern (unverglaste Sonnenkollektoren), die in Zeiten schwacher solarer Einstrahlung oder nachts auch Wärme aus der Umge-

Bei diesem Konzept kann die bei dem Phasenübergang frei werdende Kristallisationsenthalpie zusätzlich als Latentwärme genutzt werden. Eine detailliertere Beschreibung dieser Anlage sowie Messergebnisse aus dem Monitoring sind in [6] und [8] zu finden, sodass nachfolgend nur noch zusammenfassend auf die Ergebnisse eingegangen wird. Bei der im Projekt WPSol vermessenen Anlage (Abb. 1) handelt es sich um einen Prototypen, welcher zwischenzeitlich vom Hersteller weiterentwickelt wurde und nun noch bessere Jahresarbeitszahlen erzielt. Bereits anhand des Prototyps konnte gezeigt werden, dass das solare Eisspeichersystem zumindest ebenso effizient arbeiten kann, wie eine herkömmliche Erdwärmesondenanlage ohne solarthermische Komponenten. Die messtechnisch ermittelten Leistungskennzahlen der Anlage sind in der Übersicht in Tab. 1 weiter unten zusammengefasst.

Messdaten von realen Anlagen sind unabdingbar.

bungsluft aufnehmen können. Zusätzlich zu den Absorbern werden zwei konventionelle Flachkollektoren genutzt, um den Warmwasserspeicher auf einem höheren Temperaturniveau zur Trinkwassererwärmung zu beladen. Da der Wasser/Eisspeicher im Winter partiell einfriert und somit kälter ist als das umgebende Erdreich, treten nur geringe Wärmeverluste auf bzw. es können sogar geothermische Wärmegewinne erzielt werden.

Anlage 2: Erdwärmekörbe kombiniert mit Solardachpfannen

In einer weiteren Feldtestanlage im Projekt WPSol werden oberflächennahe Erdwärmekörbe als Wärmequelle mit sogenannten Solardachpfannen zu einem Solarthermie-Wärmepumpensystem kombiniert (Abb. 2). Zur Anwendung kommen hierbei „unsichtbare“ Solar-Dachpfannen-Kollektoren, d. h. beschichtete Aluminium Vollflächen-Absorber mit einer Absorberfläche in Form eines Dachziegels. Diese Solardachpfannen fungieren sowohl als solarthermische Kollektoren als auch als Solarabsorber, welche neben der Solarstrahlung auch Wärme aus der

Umgebungsluft aufnehmen können. Die Solarenergie kann je nach Bedingungen bei ausreichendem Temperaturniveau direkt zur Speicherbeladung genutzt werden, als Wärmequelle für die Wärmepumpe dienen oder zur Erdreichregeneration verwendet werden.

Als geothermische Wärmequelle für die Wärmepumpe werden Erdwärmekörbe verwendet, welche in einer Tiefe von bis zu 5 m im Erdreich vergraben werden und eine kostengünstigere Alternative zu Erdwärmesonden darstellen. Mithilfe einer komplexen Systemregelung und einer hydraulischen Übergabestation werden unterschiedliche Betriebsmodi ermöglicht und zu jeder Zeit die effizienteste Wärmequelle ausgewählt (Abb. 3).

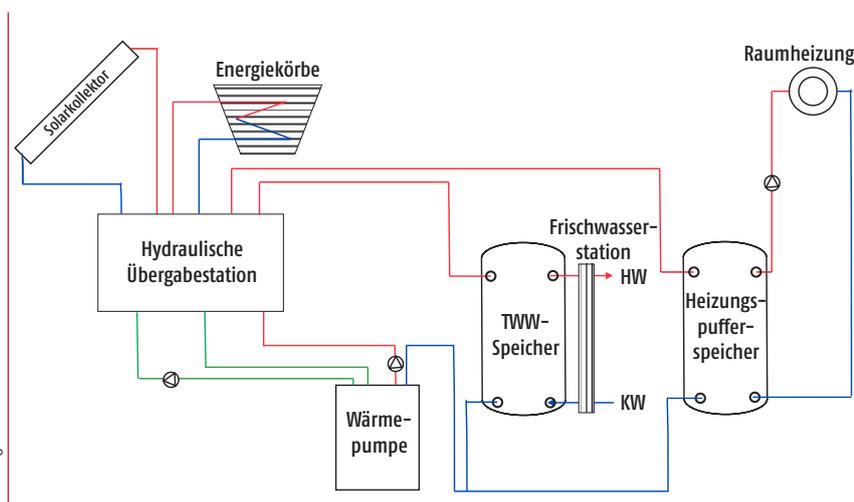


Abbildung: ITW

Abb. 3 – Vereinfachtes Hydraulikschema der Solardachpfannenanlage mit Erdwärmekörben

Das vom ITW/TZS vermessene System beinhaltet zwei separate Pufferspeicher, jeweils einen für Trinkwarmwasser und Raumheizung. Eine direkte Heizung mit der Wärmepumpe unter Umge-

hung des Pufferspeichers ist nicht möglich. Trinkwasser wird über eine Frischwasserstation bereit. Bei dem Feldtestobjekt handelt es sich um ein Dreifamilienhaus in Füssen, Bayern, Bau-

jahr 1960, Sanierung auf KfW 55 Standard in 2011, mit Radiatorheizungen. Die Heizungsanlage beinhaltet eine 12 kW Sole/Wasser-Wärmepumpe (COP 4,69 bei B0/W35 nach EN 14511), 35 m² Solardachpfannen, vier Erdwärmekörbe à 1,5 kW Entzugsleistung bei Nennbedingungen und zwei 400 Liter-Pufferspeicher.

Abbildung 4 zeigt monatliche Energiebilanzen für das geothermische Solardachpfannensystem in Kilowattstunden über die Heizperiode 2012/13 von September bis Juni. Der schmale innere Balken jeder Säule im Diagramm zeigt die Nutzenergie sowie Wärmeverluste und Differenzen aufgrund von Messungenauigkeiten, während mittels der breiten Balken, d. h. auf den jeweils äußeren Bereichen der Säulen, die Wärmequellen aufgetragen sind.

Die Regelstrategie dieser Anlage sieht eine Sommer-, Übergangs- und Winterzeit vor, durch welche im Sommer die direkte Nutzung der Solarerträge zur Speicherbeladung und im Winter, falls möglich, eine solare Unterstützung der Wärmepumpe priorisiert wird. Wie in Abbildung 4 gut zu erkennen ist, ist die solare Erdreichregeneration auf die Übergangsmonate beschränkt und wird ab Juni nicht mehr durchgeführt. Die Wärmepumpe als Komponente erreicht eine Arbeitszahl SPF_{HP} von 3,78 über die gesamte Heizperiode (Abb. 5, Definition s. u.). Dieser vergleichsweise gute Wert ist trotz der Verwendung einer Radiatorheizung möglich, da diese aufgrund der energetischen Sanierung des Gebäudes nun überdimensioniert ist und die Heizung mit fast konstanten Vorlauf- bzw. Rücklauftemperaturen von durchschnittlich 28,9/26,9 °C betrieben werden kann. Für die Beladung des Trinkwasserspeichers liegen diese Temperaturen bei 47,3 und 40,6 °C, für die Beladung des Heizungspufferspeichers entsprechend bei 36,0/27,5 °C. Die über den Winter gemittelten Temperaturen im Primärkreis der Wärmepumpe wurden zu 6,1 °C (VL) und 0,9 °C (RL) bestimmt.

Anlage 3: Erdwärmesonden (EWS) und Solespeicher als Wärmequellen
Die dritte Feldtestanlage mit geothermischer Wärmequelle ist eine herkömmliche Erdwärmesondenanlage kombiniert mit solarthermischen Flach-

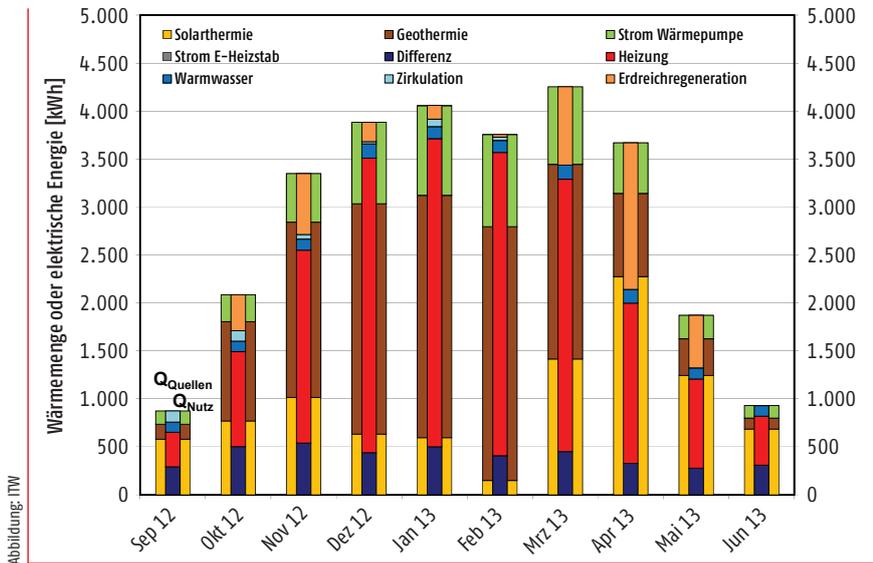


Abb. 4 – Monatliche Energiebilanzen aus dem Monitoring der Solardachpfannen-Anlage

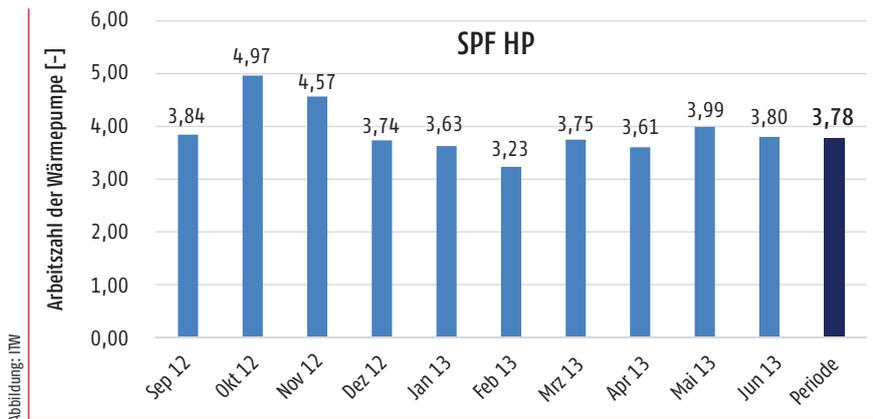


Abb. 5 – Arbeitszahl der Wärmepumpe für Anlage 2 über die Heizperiode 2012/2013

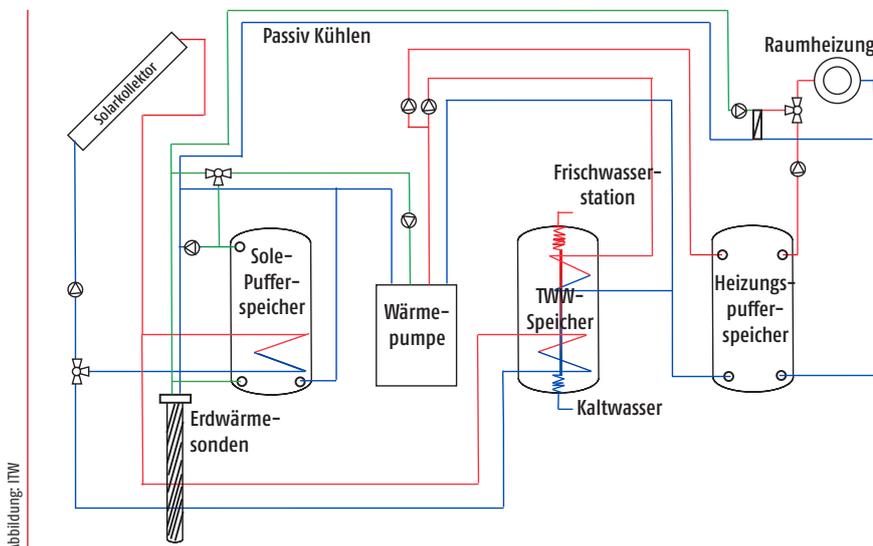


Abb. 6 – Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage mit Erdwärmesonden und Solespeicher als Wärmequellen

Die untersuchten Systeme erreichen « vierversprechende Arbeitszahlen.

kollektoren. Die Besonderheit dieses Solar-Wärmepumpensystems ist ein zusätzlicher Solepufferspeicher auf der kalten Seite, d. h. im Primärkreis der Wärmepumpe, welcher alternativ zu den Erdwärmesonden als Wärmequelle genutzt werden kann. Dieser Solespeicher wird solarthermisch erwärmt und bewirkt somit eine solare Heizungsunterstützung. Dabei werden zusätzlich indirekte Solarerträge auf einem niedrigeren Temperaturniveau als bei der direkten Solarwärmenutzung realisiert, wodurch der Gesamt-Solarertrag gesteigert werden kann. Mithilfe des Solepufferspeichers ist zusätzlich eine thermische Regeneration des Erdreichs möglich. Es handelt sich bei dieser Systemvariante um ein Drei-Speicher-System, mit einem Solepufferspeicher, einem Heizungspufferspeicher sowie einem Trinkwasserspeicher, welcher ebenfalls solarthermisch beladen werden kann (Abb. 6). Zusätzlich zu den o. g. Betriebszuständen kann noch eine passive Kühlung über die Erdwärmesonden erfolgen, wodurch das System sehr komplex wird. Da der Solepufferspeicher hohe Temperaturen bis zu 60 °C erreichen kann, ist zusätzlich ein Mischer installiert, der die Temperatur auf maximal 20 °C begrenzt, bevor Sole aus diesem Speicher der Wärmepumpe oder dem Erdreich zugeführt wird. Vor Inbetriebnahme der Anlage wurde ein Temperatur-Tiefenprofil des ungestörten Erdreichs erstellt und auch im Bohrloch selbst sind vier Temperatursensoren in unterschiedlichen Tiefen angebracht.

Bei dem Gebäude handelt es sich um ein Zweifamilienhaus mit 281 m² beheizter Wohnfläche in Stuttgart (sanierter Altbau, Baujahr 1958, Renovierung 2011). Installiert ist eine 17 kW-Sole/Wasser-Wärmepumpe (COP B0/W35 = 4,7) mit zwei Doppel-U-Rohr Erdwärmesonden à 95 m Länge. Zusätzlich installiert sind 10 m² solarthermische Flachkollektoren sowie drei Pufferspeicher (TWW: 390 l, Heizung: 950 l, Solepuffer: 750 l).

Definition von Leistungskennzahlen und Ergebnisse aus dem Monitoring

Im Rahmen des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 wurden neue Leistungskennzahlen für kombinierte Solar-Wärmepumpensysteme definiert [9]. Diese werden in Anlehnung an die Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen verwendet und definieren sich

innerhalb diverser Bilanzgrenzen jeweils als erzeugte Wärmemenge dividiert durch den elektrischen Stromverbrauch, wobei im englischen Sprachgebrauch von seasonal performance factor (SPF) die Rede ist. Die wichtigste Kennzahl für die Gesamtsysteme ist nach Task 44

$$SPF_{SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt}{\int \sum_i P_{el,i} * dt}$$

mit Q_{SH} : Heizwärme, Q_{DHW} : Trinkwarmwasser, $P_{el,i}$: elektrischer Stromverbrauch für alle Verbraucher (Wärmepumpe, Elektroheizstab, alle Zirkulationspumpen und Regler),

wobei hier der Stromverbrauch für die Wärmeverteilung (Heizkreispumpe) nicht berücksichtigt wird. Zu beachten ist, dass diese Kennzahlen nicht direkt mit Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen ohne solarthermische Anlagen vergleichbar sind. Bei der Definition für die kombinierten Anlagen wird der reine Nutzwärmeertrag zur Berechnung verwendet, während bei Felddaten von monovalenten Wärmepumpen, die in der Literatur zu finden sind, in der Regel die gesamte erzeugte Wärme der Wärmepumpe (d. h. inkl. Wärmeverlusten im Speicher) herangezogen wird, weshalb letztere per definitionem besser ausfallen. Arbeitszahlen können ebenso für einzelne Komponenten und Teilsysteme berechnet werden, so z. B. für die solarthermische Anlage, für die Wärmepumpe oder für die Wärmepumpe mit solarer Unterstützung:

$$SPF_{Sol} = \frac{\int \dot{Q}_{Sol} * dt}{\int P_{el,sol} * dt},$$

$$SPF_{HP} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP}) * dt}{\int \sum P_{el,HP,i} * dt} \text{ und}$$

$$SPF_{SolHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{Sol} + \dot{Q}_{HP}) * dt}{\int P_{el,sol} + P_{el,HP} + P_{el,ctr} * dt}$$

mit Q_{Sol} : Ertrag Solaranlage, Q_{HP} : Ertrag der Wärmepumpe auf Sekundärseite, $P_{el,sol}$: Stromverbrauch Solarkreispumpe und Solarregler, $P_{el,HP,i}$: Stromverbrauch Verdichter der WP, Regelung und Primärkreispumpe, $P_{el,ctr}$: Regelung der Gesamtanlage. ➔

1/4 Seite quer

Die Kennzahl SPF_{SoliHP} dient dem direkten Vergleich mit der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP} und ist ein Maß für den Mehrwert („added value“) der Zugewinne durch die zusätzliche Solaranlage.

Aus solarthermischer Sicht kann als Leistungskennzahl zusätzlich die anteilige Energieeinsparung $f_{sav,PE}$ berechnet werden, welche definiert ist als der Bedarf an Zusatzenergie für eine solare Kombianlage (Q_{aux}) im Verhältnis zu dem Energiebedarf einer mit Gas betriebenen Referenzanlage (Q_{ref}), umgerechnet auf Primärenergie:

$$f_{sav,PE} = 1 - \frac{Q_{aux}}{Q_{ref}} \text{ mit } Q_{aux} = (P_{el,HP} + P_{el,heating\ element}) * f_{PE,electricity}$$

und
$$Q_{ref} = (Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses,store}) * \frac{1}{\eta_{conv}} * f_{PE,gas}$$

Als Primärenergiefaktoren f_{PE} wurden Werte von 1,1 für Erdgas und 2,6 für den deutschen Strom-Mix verwendet. Elektrische Hilfsenergie für die Regelung und Zirkulationspumpen wurden gemäß EN 12976 in dem Wert Q_{aux} nicht berücksichtigt. Q_{losses} beschreibt die Wärmeverluste eines konventionellen Wasserspeichers zur Trinkwassererwärmung und wird hier mit 644 kWh/a angesetzt. η_{conv} – Kesselwirkungsgrad (Faktor 0,75).

Die so berechneten Werte geben den prozentualen Anteil an Umweltwärme bzw. regenerativer Energie (solar- und geothermisch) an, welcher beim Betrieb der Anlage genutzt werden kann.

Weitere Kennzahlen sind der Kollektorwirkungsgrad (η_{col} = Solarertrag/Einstrahlung) und der spezifische Kollektorertrag pro Quadratmeter und Jahr. Des Weiteren wurden in Task 44 auch ökologische Kennwerte definiert, wie das Treibhauspotenzial (Global Warming Potential GWP) und der Primärenergiefaktor (Primary Energy Ratio PER):

$$GWP = \frac{\int \sum \dot{Q}_{FE,i} * GWP_i * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kWh_{PE}}{kWh_{UE}} \right] \text{ und}$$

$$PER = \frac{\int \sum P_{el,FE} * CED_{NRE,el} * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kgCO_2 - Eq.}{kWh_{UE}} \right]$$

mit PE: Primärenergie, FE: Endenergie, UE: Nutzenergie, GWP_i (0,56 kg CO_2 /kWh) und $CED_{NRE,el}$ (3,13 kWh_{PE}/kWh_{FE}) sind Europäische Mittelwerte für das CO_2 -Äquivalent bzw. den kumulierten Energieaufwand für elektrischen Strom, Q_{SH} : Heizwärme, Q_{DHW} : Trinkwarmwasserverbrauch.

Tabelle 1 zeigt eine Übersicht der aus Messwerten ermittelten Kennzahlen für die oben beschriebenen Feldtestanlagen. Die vermessenen Anlagen erreichten über den jeweiligen Betrachtungszeitraum eine anteilige Energieeinsparung von rund 55 %, was bedeutet, dass im Vergleich zu einer mit einem fossilen Gaskessel betriebenen Anlage eine Primärenergieeinsparung von etwa 55 % erzielt wurde. Der Kollektorwirkungsgrad lag bei durchschnittlich 45,5 % und der spe-

zifische Solarkollektorertrag für die Absorber der Eisspeicheranlage bei 705 kWh/(m²a), was einen sehr guten Wert darstellt. Die Flachkollektoren kommen hier hingegen mit nur 73 kWh/m²a deutlich zu kurz. Der Großteil dieses Ertrages (> 90 %) ist bei dieser Anlage allerdings ein indirekter Beitrag über die solare Beladung des Eisspeichers. Die direkte Nutzung für die Trinkwassererwärmung bleibt bei der derzeitigen Regelung mit einer solaren Deckung von nur rund 25 % für die Trinkwassererwärmung weit hinter dem eigentlichen Potenzial zurück. Der Anteil an benötigter elektrischer Hilfsenergie ist ebenso ein wesentlicher Faktor, der bei der Beurteilung der Gesamtsysteme zum Ausdruck kommt. Selbst die durch eine hocheffiziente Wärmepumpe eingesparte Energie kommt nicht zur Geltung, wenn dieser Anteil zu groß ist. Die Arbeitszahlen der Wärmepumpen als Einzelkomponenten (SPF_{HP}) befinden sich in dem zu erwartenden Bereich für Sole/Wasser-Wärmepumpen in realen Gebäuden, welcher bereits in früheren Feldtests mit Wärmepumpen – z. B. durch das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE [10] – festgestellt wurde, wobei zu beachten ist, dass es sich bei Anlage 1 um einen Neubau und bei den anderen beiden um sanierte Altbauten mit entsprechend unterschiedlichem Heizwärmebedarf handelt.

Zum besseren Verständnis der ökologischen Kennzahlen für das Treibhauspotenzial und den kumulierten Energieaufwand sind hier die Vergleichszahlen für Erdgas und Erdöl gegeben. Liegen die ermittelten Kennzahlen unter diesen, so ist die Anlage ökologisch entsprechend günstiger zu betreiben:

GWP (Gas): 0,307 kg CO_2 -Eq/kWh,
 GWP (Öl): 0,318 kg CO_2 -Eq/kWh,
 CED (Gas): 1,194 kWh_{PE}/kWh_{FE},
 CED (Öl): 1,271 kWh_{PE}/kWh_{FE}.

Es ist zu beachten, dass bei zwei der vermessenen Feldtestanlagen noch keine Daten für ein gesamtes Kalenderjahr vorliegen, sodass sich die angegebenen Kennzahlen noch leicht verändern werden. Insbesondere die Solarerträge werden im Sommerhalbjahr noch deutlich ansteigen. Zu beachten ist ferner, dass Ergebnisse aus Feldtests nicht grundsätzlich generalisier-

Tabelle 1 – Aus dem In-Situ Monitoring der Feldtestanlagen ermittelte Kennzahlen

	Solar-Eisspeicher	EWS und Solepuffer	Solardachpfannen
Zeitraum	Jan. – Dez. 2012	Okt. 2012 – Juni 2013	Sept. 2012 – Juni 2013
SPF_{SHP} [-]	2,94	3,38	3,44
SPF_{Sol} [-]	34,63	13,81	64,31
SPF_{HP} [-]	4,15	3,83	3,78
SPF_{SoliHP} [-]	5,68	4,17	5,33
$f_{sav,PE}$ [%], f_{sav} [%]	54,64 / 80,81	56,73 / 81,69	56,60 / 81,64
η_{col} [%]	43,34	43,75	49,37
Spez. Kollektorertrag [kWh/m ² a]	461,85	(Juli 2012 – Juni 2013) 585,21	–
GWP [kg CO_2 -Eq./kWh _{UE}]	0,228	0,168	0,160
PER [kWh _{PE} /kWh _{UE}]	1,275	0,942	0,893
Anteil el. Hilfsenergie	33 %	13,4 %	11,0 %

bar bzw. pauschal vergleichbar sind, da sie stark von vielen Randbedingungen wie Standort, klimatischen Gegebenheiten, Art und Heizwärmebedarf des Gebäudes und der Heizung sowie dem Nutzerverhalten abhängen. Erst Simulationen dieser Anlagen unter Referenzbedingungen machen diese Ergebnisse wirklich vergleichbar. Solche Simulationen werden ebenfalls im IEA Task 44 / Annex 38 durchgeführt und werden in dem voraussichtlich Anfang 2014 erscheinendem Handbuch dazu nachzulesen sein.

Bei den vorgestellten Feldtestanlagen handelt es sich zudem noch nicht um optimierte Anlagen. In Simulationsstudien für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wurden potenzielle Systemarbeitszahlen von bis zu 5 für gut ausgelegte Sole/Wasser-Wärmepumpen mit solarer Heizungsunterstützung vorausgesagt [11].

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Entwicklung von Leistungsprüfverfahren für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wird vom ITW/TZS ein Feldtest mit sechs solcher Anlagen durchgeführt. Drei Anlagen mit geothermischen Wärmequellen wurden hier vorgestellt und erste Ergebnisse des Monitorings präsentiert und diskutiert. Generell werden vielversprechende Arbeitszahlen erreicht. Der Feldtest ist noch nicht abgeschlossen, sodass zu einem späteren Zeitpunkt noch umfangreichere Ergebnisse verfügbar sein werden. Zusätzlich wird erwartet, dass aufgrund der detaillierten Messungen eine Reihe von Optimierungsmaßnahmen für die einzelnen Anlagen identifiziert werden können.

Danksagung

Das Projekt WPSol wird durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages durch den Projektträger Jülich unter dem Förderkennzeichen 0325967A anteilig gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung.

Literatur

- [1] J. Ruschenburg, S. Herkel, „A comparative analysis of market available solar thermal heat pump systems“, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- [2] H. Drück, A. Loose, „Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft?“, Tagungsband 4. VDI-Fachtagung Solarthermie, 27.-28.09.2011, Ludwigsburg
- [3] IEA SHC Task 44/HPP Annex 38, Homepage: <http://task44.iea-shc.org/>
- [4] A. Loose, H. Drück, N. Hanke, F. Thole, „Field Test for Performance Monitoring of combined Solar Thermal and Heat Pump Systems“, proceedings of the ISES Solar World Congress, Kassel, Germany, 29.08.-01.09.2011
- [5] A. Loose, B. Mette, S. Bonk, H. Drück, „Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems“, proceedings of the ESTEC Conference 2011, Marseille, France, October 20th - 21st, 2011
- [6] A. Loose, H. Drück, „Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store“, RHEVA European HVAC Journal, Vol. 49, Issue 5, October 2012, pp. 38-42
- [7] A. Loose, S. Bonk, H. Drück, „Investigation of combined solar thermal and heat pump systems - field and laboratory tests“, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7

[8] A. Loose, H. Drück, „Feldtest von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen“, 12. Internationales Anwenderforum oberflächennahe Geothermie (OTTI), 19.-20.03.2013, Neumarkt i.d.OPf., ISBN 978-3-943891-12-6

[9] I. Malenković et al., „Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems“, a technical report of Subtask B/Task44, January 2013

[10] http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de/download/wp_effizienz_endbericht_kurzfassung.pdf

[11] E. Bertram, P. Pärish, R. Tepe, „Solare Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonden – Konzeptvergleiche“, 12. Internationales Anwenderforum oberflächennahe Geothermie (OTTI), 19.-20.03.2013, Neumarkt i.d.OPf., ISBN 978-3-943891-12-6

Autoren

Dr. Anja Loose
Dr.-Ing. Harald Drück
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW),
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS),
Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 6
70550 Stuttgart
Tel.: 0711 685-63940
Fax: 0711 685-63503
loose@itw.uni-stuttgart.de
www.itw.uni-stuttgart.de



90 x 130

Feldtest von drei kombinierten Solarthermie- Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen

Dr. Anja Loose, Dr.-Ing. Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel.: +49-(0)711-685-63940, Fax: +49-(0)711-685-63503

E-Mail: loose@itw.uni-stuttgart.de, Internet: <http://www.itw.uni-stuttgart.de>

1. Einleitung

In Deutschland und Europa erscheinen seit einigen Jahren zunehmend Heizungsanlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung für Einfamilienhäuser und kleinere Mehrfamilienhäuser auf dem Markt, in denen solarthermische Komponenten mit Wärmepumpen kombiniert werden. In einer Studie wurden kürzlich mehr als 100 markterhältliche kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen identifiziert [1]. Aus der Systemkopplung dieser beiden Technologien resultieren theoretisch eine Reihe von Synergieeffekten, welche die Effizienz sowohl des solarthermischen Systems als auch der Wärmepumpe verbessern und somit potentiell zu höheren Systemjahresarbeitszahlen führen können [2]. Einheitliche und objektive Prüfverfahren und Beurteilungskriterien zur Bewertung der energetischen Effizienz von derartigen Anlagen sind bisher allerdings nicht verfügbar und werden seit 2010 im Rahmen eines gemeinsamen Tasks des Solar Heating and Cooling Programme sowie Annex des Heat Pump Programme der Internationalen Energieagentur (IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, [3]) mit dem Titel „Solar and Heat Pump Systems“ erarbeitet. Das ITW ist hieran mit dem Projekt WPSol (Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen) beteiligt [4]. Ein zentraler Projektschwerpunkt ist neben Laborprüfungen und Simulationen ein Feldtest mit insgesamt sechs kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen in Deutschland, d.h. die detaillierte messtechnische Untersuchung in Form eines in-Situ Monitorings dieser Anlagen unter realen Betriebsbedingungen.

2. Feldtests von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen

Ergebnisse aus Feldtests von wärmetechnischen Anlagen zeigen immer wieder, dass die tatsächliche Leistung der Anlagen im realen Betrieb u.a. maßgeblich von den Betriebsbedingungen und von der Kombination der einzelnen Komponenten sowie der Installationsgüte abhängt. Je komplexer die kombinierten Systeme ausgeführt werden, desto wichtiger wird zudem die Beachtung einer sinnvollen Abfolge der unterschiedlichen möglichen Betriebszustände. Es ist somit unabdingbar, auf Messdaten von realen Anlagen zurückgreifen zu können, um deren tatsächliche Leistungsfähigkeit beurteilen zu können. Daten aus Feldtests sind zudem wichtig für die Validierung von Simulationsmodellen, für die energetische Optimierung der vermessenen Systeme sowie für die Aufdeckung von Fehlerquellen. Messtechnisch untersucht werden im Projekt WPSol u.a. drei Sole/Wasser-Wärmepumpen, welche im Folgenden näher beschrieben werden.

Anlage 1: Solar-Eisspeichersystem

Das sogenannte Solar-Eisspeichersystem ist gekennzeichnet durch einen erdvergrabenen, mit Wasser gefüllten Latentwärmespeicher, welcher als einzige Wärmequelle für eine Sole/Wasser-Wärmepumpe fungiert (vgl. Abb. 1b).



Abb. 1: a) Solarthermische Flachkollektoren (links), Absorber (rechts), [Quelle: ITW], b) Eisspeicher [Quelle: A. Bühring]

Dieser Eisspeicher mit einem Volumen von 12 m^3 wird solarthermisch erwärmt bzw. regeneriert mit Hilfe von zwei Solarabsorbern (unverglaste Sonnenkollektoren) mit einer Fläche von insgesamt 4 m^2 , die in Zeiten schwacher solarer Einstrahlung oder nachts auch Wärme aus der Umgebungsluft aufnehmen können. Zusätzlich zu den Absorbern werden zwei konventionelle Flachkollektoren genutzt (Fläche insgesamt

5 m²), um einen 220 Liter Warmwasserspeicher auf einem höheren Temperaturniveau zur Trinkwassererwärmung zu beladen (vgl. Abb. 1a). Beide Kollektortypen sind parallel geschaltet und können nicht gleichzeitig betrieben werden, sondern werden jeweils durch den Systemregler über Dreiwegeventile angesteuert. Da der Eisspeicher im Winter einfriert und somit kälter ist als das umgebende Erdreich, treten nur geringe Wärmeverluste auf bzw. es können sogar geothermische Wärmegewinne auftreten. Bei diesem Konzept kann die bei dem Phasenübergang frei werdende Kristallisationsenthalpie zusätzlich als Latentwärme genutzt werden. Eine detailliertere Beschreibung dieser Anlage ist in [4c] zu finden. Bei der Feldtestanlage handelt es sich um ein Einfamilienhaus in Hessen, Baujahr 2010, mit 175 m² beheizter Wohnfläche (Fußbodenheizung). Installiert ist eine 6 kW Sole/Wasser-Wärmepumpe (COP 4,6 bei B0/W35 nach EN 14511).

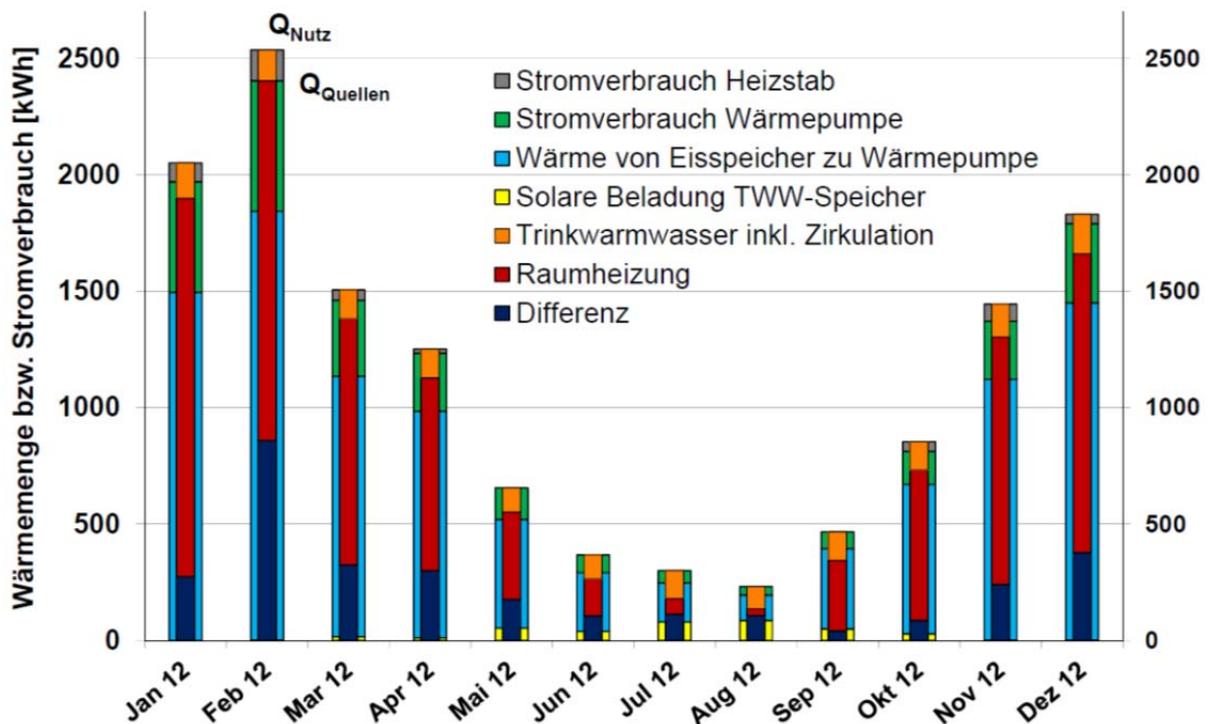


Abb. 2: Monatliche Energiebilanzen aus dem Monitoring der Solar-Eisspeicheranlage

Abb. 2 zeigt monatliche Energiebilanzen für das Solar-Eisspeichersystem in Kilowattstunden für das Jahr 2012. Der schmale innere Balken jeder Säule im Diagramm zeigt die Nutzenergie sowie Wärmeverluste und Differenzen aufgrund von Messungenauigkeiten, während mittels der breiten Balken, d.h. auf den jeweils äußeren Bereichen der Säulen, die Wärmequellen aufgetragen sind.

Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP}^1 erreicht über den Zeitraum des Jahres 2012 einen Wert von 4,24 als Erzeugerarbeitszahl (inkl. Wärmeverlusten). Das Eisspeichersystem entspricht damit in etwa einer Erdwärmesondenanlage. Die

Systemarbeitszahl $SPF_{SHP+} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt}{\int \sum_i P_{el,i} * dt}$ (Bilanzgrenze inklusive Stromver-

brauch der Heizkreispumpe) nach Definition von Task 44/Annex 38 [5] berechnet sich für 2012 auf einen Wert von 3,20 mit Berücksichtigung von Wärmeverlusten des Speichers, was auf den Anteil von elektrischer Hilfsenergie für Regler, Solarstation und Umwälzpumpen in diesem System zurückzuführen ist. Aus solarthermischer Sicht kann als Leistungskennzahl die anteilige Energieeinsparung $f_{sav,PE}$ berechnet werden, welche definiert ist als der Bedarf an Zusatzenergie für eine solare Kombianlage (Q_{aux}) im Verhältnis zu dem Energiebedarf einer mit Gas betriebenen Referenzanlage (Q_{ref}):

$$f_{sav,PE} = 1 - \frac{Q_{aux}}{Q_{ref}} \quad \text{mit} \quad Q_{aux} = (P_{el,HP} + P_{el,heating\ element}) * f_{PE,electricity} \quad \text{und}$$

$$Q_{ref} = (Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses,store}) * \frac{1}{\eta_{conv}} * f_{PE,gas}^3$$

Das Solar-Eisspeichersystem erreichte über den Zeitraum des Jahres 2012 eine anteilige Energieeinsparung von 54,6 %, was bedeutet, dass im Vergleich zu einer mit einem fossilen Gaskessel betriebenen Anlage eine Primärenergieeinsparung von knapp 55 % erzielt wurde. Der Kollektornutzungsgrad (Solarertrag/Einstrahlung) lag bei 43,3 % und der spezifische Solarkollektorertrag bei 667 kWh/(m²a), was einen sehr guten Wert darstellt. Der Großteil dieses Ertrages (> 90 %) ist bei dieser Anlage allerdings ein indirekter Beitrag über die solare Beladung des Eisspeichers. Die direkte Nutzung für die Trinkwassererwärmung bleibt bei der derzeitigen Regelung mit einer solaren Deckung von nur rund 25 % für die Trinkwassererwärmung weit

¹ $SPF_{HP} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses} - Q_{solar\ to\ DHW} - Q_{el.\ heating\ element}}{P_{el,HP} + P_{el,ctr}}$ mit Q_{SH} – Heizung, Q_{DHW} – Trinkwarm-

wasser, Q_{losses} – Wärmeverluste, $Q_{solar\ to\ DHW}$ – solare Beladung TWW-Speicher, $Q_{el.heating\ element}$ – Wärme vom elektrischen Heizstab, $P_{el,HP}$ – Stromverbrauch der Wärmepumpe, $P_{el,ctr}$ – Stromverbrauch Steuerung der WP

² \dot{Q}_{SH} , \dot{Q}_{DHW} – Wärmeleistung für Heizung bzw. Trinkwarmwasser, $P_{el,i}$ – elektrische Leistung aller Stromverbraucher i (i = Wärmepumpe, Heizstab, Regelung, Umwälzpumpen etc.)

³ Als Primärenergiefaktoren f_{PE} wurden Werte von 1,1 für Erdgas und 2,6 für den deutschen Strom-Mix verwendet. Elektrische Hilfsenergie für die Regelung und Zirkulationspumpen wurden gemäß EN 12976 in dem Wert Q_{aux} nicht berücksichtigt. Q_{losses} beschreibt die Wärmeverluste eines konventionellen Wasserspeichers zur Trinkwassererwärmung und wird hier mit 644 kWh/a angesetzt. η_{conv} – Kesselwirkungsgrad (Faktor 0,75).

hinter dem eigentlichen Potential zurück. Es wird daher empfohlen, beide Kollektortypen gleichzeitig in Betrieb zu nehmen, um die Flachkollektoren besser ausnutzen zu können. Bei dieser Anlage handelt es sich allerdings noch um einen Prototypen. Nachfolgende Ausführungen verfügen nun über ein Wärmequellenmanagement, bei dem als Wärmequelle der Solarabsorber zeitweise unter Umgehung des Eispeichers direkt genutzt wird, um die Effizienz weiter zu steigern.

Anlage 2: Erdwärmekörbe kombiniert mit Solardachpfannen

In einer weiteren Feldtestanlage im Projekt WPSol werden oberflächennahe Erdwärmekörbe als Wärmequelle mit sogenannten „Solardachpfannen“ zu einem Solarthermie-Wärmepumpensystem kombiniert (vgl. Abb. 3). Zur Anwendung kommen hierbei „unsichtbare“ Solar-Dachpfannen-Kollektoren, d.h. beschichtete Aluminium Vollflächen-Absorber mit einer Absorberfläche in Form eines Dachziegels. Diese Solardachpfannen fungieren sowohl als solarthermische Kollektoren als auch als Solarabsorber, welche neben der Solarstrahlung auch Wärme aus der Umgebungsluft aufnehmen können.



Abb. 3: Erdwärmekorb (links) und Solardachpfannen (rechts) [Quelle: A. Drexler]

Die Solarenergie kann je nach Bedingungen bei ausreichendem Temperaturniveau direkt zur Speicherbeladung genutzt werden, als Wärmequelle für die Wärmepumpe dienen oder zur Erdreichregeneration genutzt werden (vgl. Abb. 4).

Als geothermische Wärmequelle für die Wärmepumpe werden Erdwärmekörbe verwendet, welche in einer Tiefe von bis zu 5 m im Erdreich vergraben werden und eine kostengünstigere Alternative zu Erdwärmesonden darstellen. Mit Hilfe einer komplexen Systemregelung und einer hydraulischen Übergabestation werden unterschiedliche Betriebsmodi ermöglicht und zu jeder Zeit die effizienteste Wärmequelle ausgewählt. Das vom ITW vermessene System beinhaltet zwei separate

Pufferspeicher, jeweils einen für Trinkwarmwasser und Raumheizung. Eine direkte Heizung mit der Wärmepumpe unter Umgehung des Pufferspeichers ist nicht möglich. Trinkwasser wird über eine Frischwasserstation bereitete.



Abb. 4: Vereinfachtes Hydraulikschema; Darstellung als Variante mit Kombispeicher [Quelle: Pro Solar Fertigungstechnik]

Bei dem Feldtestobjekt handelt es sich um ein Dreifamilienhaus in Bayern, Baujahr 1960, Sanierung auf KfW 55 Standard in 2011, mit Radiatorheizungen. Die Heizungsanlage beinhaltet eine 12 kW Sole/Wasser-Wärmepumpe (COP 4,69 bei B0/W35 nach EN 14511), 35 m² Solardachpfannen, vier Erdwärmekörbe à 1,5 kW Entzugsleistung bei Nennbedingungen und zwei 400 l Pufferspeicher. Für den Zeitraum von Sept. bis Dez. 2012 wurden folgende Leistungskennzahlen ermittelt: $SPF_{HP} = 4,57$, $SPF_{SHP+} = 3,48$, $f_{sav, PE} = 58,9 \%$, Kollektornutzungsgrad $\eta_{col} = 43,1 \%$.

Anlage 3: Erdwärmesonden und Solespeicher als Wärmequellen

Die dritte Feldtestanlage mit geothermischer Wärmequelle ist eine herkömmliche Erdwärmesondenanlage kombiniert mit solarthermischen Flachkollektoren. Die Besonderheit dieses Solar-Wärmepumpensystems ist ein zusätzlicher Solepufferspeicher auf der kalten Seite, d.h. im Primärkreis der Wärmepumpe, welcher alternativ zu den Erdwärmesonden als Wärmequelle genutzt werden kann. Dieser Solespeicher wird solarthermisch erwärmt und bewirkt somit eine solare Heizungsunterstützung. Dabei werden zusätzlich indirekte Solarerträge auf einem niedrigeren Temperaturniveau als bei der direkten Solarwärmenutzung realisiert, wodurch der Gesamt-Solarertrag gesteigert werden kann. Mit Hilfe des Solepufferspeichers ist

zusätzlich eine thermische Regeneration des Erdreichs möglich. Es handelt sich bei dieser Systemvariante um ein Drei-Speichersystem, mit einem Solepufferspeicher, einem Heizungspufferspeicher sowie einem Trinkwasserspeicher, welcher ebenfalls solarthermisch beladen werden kann (vgl. Abb. 5).

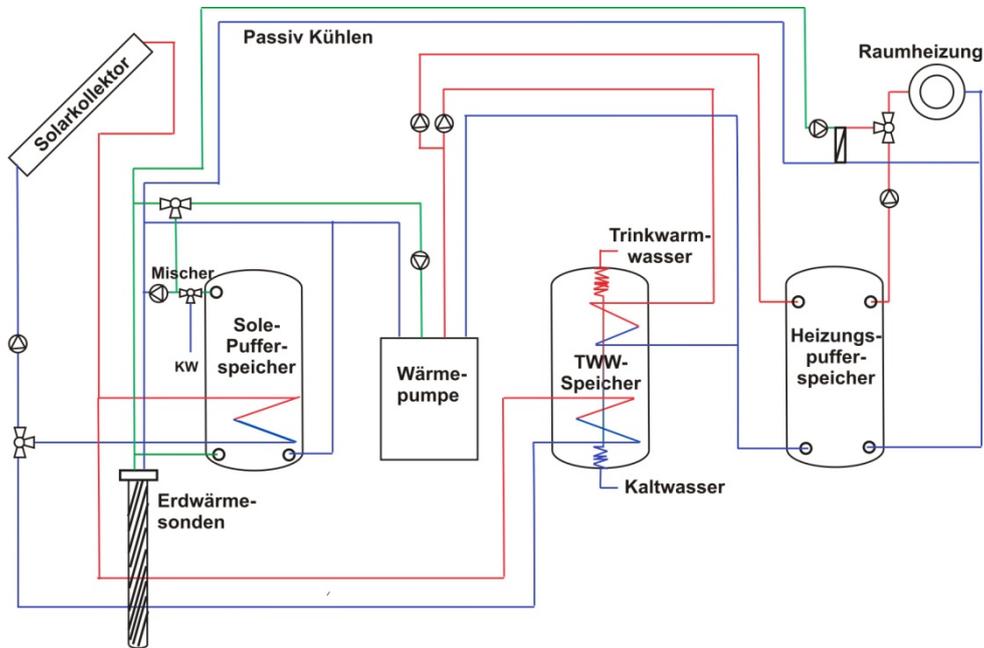


Abb. 5.: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage mit Erdwärmesonden und Solespeicher als Wärmequellen

Zusätzlich zu den o.g. Betriebszuständen kann noch eine passive Kühlung über die Erdsonden erfolgen, wodurch das System sehr komplex wird. Da der Solepufferspeicher hohe Temperaturen bis zu 60 °C erreichen kann, ist zusätzlich ein Mischer installiert, der die Temperatur auf maximal 20 °C begrenzt, bevor Sole aus diesem Speicher der Wärmepumpe oder dem Erdreich zugeführt wird.

Die praktische Umsetzung dieser Heizungsanlage stellte eine Herausforderung für die Installateure dar, so dass nach mehrfachen Verzögerungen ein stabiler Betrieb erst ab Oktober 2012 erfolgen konnte, weshalb zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch keine aussagekräftige Interpretation der Daten möglich ist. Es zeichnen sich allerdings relativ hohe Arbeitszahlen ab. Für das vierte Quartal 2012 wurde für die Wärmepumpe als Komponente (SPF_{HP}) ein Wert von 4,70 und für das Gesamtsystem (SPF_{SHP+}) ein Wert von 4,07 ermittelt, obwohl in diesem Zeitraum der Solespeicher wenig zum Einsatz gekommen ist und die Hauptwärmequelle der Wärmepumpe die Erdwärmesonden waren. $f_{sav,PE} = 62,5 \%$; $\eta_{col} = 53,4 \%$.

3. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Entwicklung von Leistungsprüfverfahren für kombinierte Solar-Wärmepumpenanlagen wird vom ITW ein Feldtest mit sechs solcher Anlagen durchgeführt. Drei Anlagen mit geothermischen Wärmequellen wurden hier vorgestellt und erste Ergebnisse des Monitorings präsentiert und diskutiert. Generell werden relativ hohe Arbeitszahlen für die Wärmepumpen erreicht, während die Systemarbeitszahlen aufgrund unterschiedlicher prozentualer Anteile an elektrischer Hilfsenergie deutlich variieren. Der Feldtest ist noch nicht abgeschlossen, so dass zu einem späteren Zeitpunkt noch umfangreichere Ergebnisse verfügbar sein werden. Zusätzlich wird erwartet, dass aufgrund der detaillierten Messungen eine Reihe von Optimierungsmaßnahmen für die einzelnen Anlagen identifiziert werden können.

4. Literatur

- [1] J. Ruschenburg, S. Herkel, „A comparative analysis of market available solar thermal heat pump systems”, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- [2] H. Drück, A. Loose, „Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft?“, Tagungsband 4. VDI-Fachtagung Solarthermie, 27.-28.09.2011, Ludwigsburg
- [3] IEA SHC Task 44/Annex 38 Homepage: <http://task44.iea-shc.org/>
- [4] a) A. Loose, H. Drück, N. Hanke, F. Thole, “Field Test for Performance Monitoring of combined Solar Thermal and Heat Pump Systems”, proceedings of the ISES Solar World Congress, Kassel, Germany, 29.08.-01.09.2011
b) A. Loose, B. Mette, S. Bonk, H. Drück, “Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems”, proceedings of the ESTEC Conference 2011, Marseille, France, October 20th - 21st 2011
c) A. Loose, H. Drück, “Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store”, RHEVA European HVAC Journal, Vol. 49, Issue 5, October 2012, pp. 38-42
d) A. Loose, S. Bonk, H. Drück, “Investigation of combined solar thermal and heat pump systems - field and laboratory tests”, proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- [5] I. Malenkovic et al., “Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems”, A technical report of Subtask B/Task44, Januar 2013

Danksagung

Das Projekt WPSol wird durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages durch den Projektträger Jülich unter dem Förderkennzeichen 0325967A anteilig gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung.

Effizienzsteigerung thermochemischer Energiespeicher für solare Anwendungen durch Reduzierung der Regenerationstemperatur

*Barbara Mette, Sebastian Asenbeck, Henner Kerskes, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711/685-63499, Fax: 0711/685-63503
E-Mail: mette@itw.uni-stuttgart.de ¹*

1 Einleitung

Zur signifikanten Steigerung der solar bereitgestellten Wärme im Gebäudesektor werden u. a. effiziente und kompakte Langzeitwärmespeicher benötigt, um solare Wärme aus den Sommermonaten speichern und in den Wintermonaten für die Gebäudebeheizung wieder bereitstellen zu können. Wichtige Aspekte bei der Langzeitwärmespeicherung sind eine hohe volumetrische Energiespeicherdichte und eine nahezu verlustfreie Wärmespeicherung. Diese Anforderungen werden durch die thermochemische Energiespeicherung erfüllt.

Gegenstand intensiver Forschungen zur thermochemischen Energiespeicherung im Niedertemperaturbereich sind u. a. hygroskopische Materialien, wie z.B. Silicagel, Zeolithe oder Salze in hochporösen Trägermaterialien [z. B. 3, 4, 1, 2, 8]. Die Wärmespeicherung und –freisetzung beruht auf einem reversiblen Prozess, bei dem Wasserdampf vom Speichermaterial unter Wärmefreisetzung aufgenommen wird (Entladung des Speichers) bzw. durch Wärmezufuhr wieder abgegeben wird (Beladung des Speichers). Die für die Regeneration der Materialien benötigte Wärme wird in den Sommermonaten durch die Solaranlage bereitgestellt. Bei Zeolithen als Speichermaterial werden für die Regeneration relativ hohe Temperaturen von etwa 180°C benötigt. Auch wenn diese Temperaturen durch Hochleistungskollektoren bei akzeptablen Wirkungsgraden erreicht werden können, stellen die hohen Regenerationstemperaturen große Anforderungen an die Prozess- und Sicherheitstechnik wie z. B. die Temperatur- und Druckbestän-

¹Die in diesem Artikel veröffentlichten Arbeiten sind Teil des Projekts „Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen (CWS, FKZ 0327468)“ und „Entwicklung und Erprobung eines chemisorptiven Langzeitwärmespeicher für die Gebäudebeheizung (EnErChem, FKZ 03ESP402A)“, gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) und verwaltet vom Projektträger Jülich. Die Autorin und Autoren danken für die Unterstützung.

digkeit der eingesetzten Komponenten. Zusätzlich sinkt die Leistungsfähigkeit der Sonnenkollektoren mit zunehmender Temperatur, was mit einer Abnahme der Systemeffizienz einhergeht. Auf Basis dieser Überlegungen wird ein neues Verfahren zur Regeneration thermochemischer Energiespeicher vorgeschlagen, das eine signifikante Senkung der Regenerationstemperatur ermöglicht, ohne die Energiespeicherdichte des Speichers zu reduzieren.

Eine experimentelle Validierung des Verfahrens sowie eine energetische Bewertung auf Basis von numerischen Jahressimulationen wird für eine Solaranlage in Kombination mit einem sogenannten „offen“ betriebenen thermochemischen Energiespeicher vorgestellt.

2 Grundlagen

Der Vorgang der Sorption bzw. Hydratation lässt sich durch Gleichung 1 beschreiben:



Bei der Wasseraufnahme des hygroskopischen Feststoffs A (Edukt: Salzanhydrat bzw. Sorbens) bildet sich ein Salzhydrat bzw. Sorptionskomplex (Produkt: $A \cdot xH_2O_{(s)}$). Dieser exotherme Prozess, bei dem die Reaktionsenthalpie $\Delta_R H$ aus Hydratation bzw. Adsorption frei wird, entspricht der Speicherentladung.

Für die Speicherbeladung wird dem Produkt Wärme zugeführt und das Salzhydrat bzw. der Sorptionskomplex zerfällt in die Ausgangsedukte A und Wasserdampf. Während der Speicherphase wird der Feststoff A getrennt vom Wasser gelagert, so dass die exotherme Rückreaktion unterbunden wird.

Die Energiespeicherdichte der Materialien ist u. a. von der adsorbierten bzw. hydratisierten Wassermenge abhängig. Bei zeolithischen Speichermaterialien (Zeolithe bzw. Komposite aus Zeolith und Salz) steigt die Sorptionskapazität mit zunehmendem Wasserdampfpartialdruck an und nimmt mit zunehmender Temperatur ab. Um bei der Regeneration eine möglichst geringe Restbeladung, d. h. eine geringe auf dem Material verbleibende Restwassermenge, zu erzielen, werden daher hohe Regenerationstemperaturen benötigt.

Der Zusammenhang zwischen Temperatur, Wasserdampfpartialdruck und der sich im Gleichgewicht einstellenden Materialbeladung x_s lässt sich durch sogenannte Gleichgewichtsisothermen darstellen. In der Abbildung 1 sind Gleichgewichtsisothermen für den binderfreien Zeolith 13X der Firma Chemiewerke Bad Köstritz aufgetragen. Die Bestimmung des Adsorptionsgleichgewichts in einem Temperaturbereich von 25 bis 250 °C und einem Wasserdampfpartialdruckbereich von 0,1 bis 50 mbar erfolgte am TZS (ITW, Universität Stuttgart) in einem gravimetrischen Sorptionsanalysator des Typs Vapor Sorption Analyser, IGA-002 der Firma Hiden Isochema.

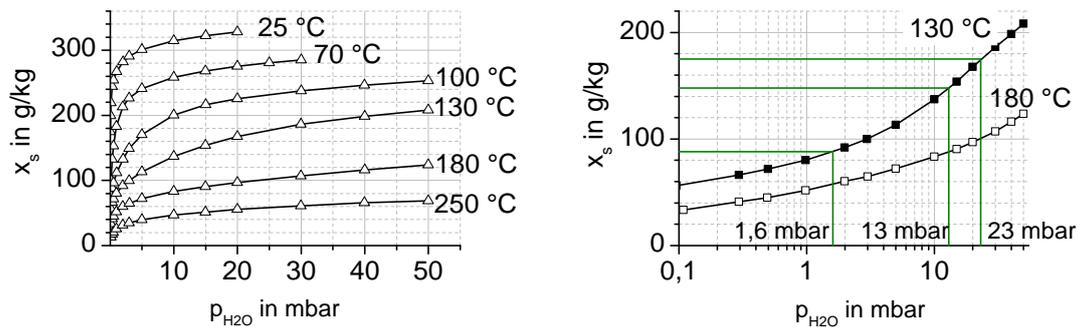


Abb. 1: Gleichgewichtsisothermen von Wasserdampf an binderfreien Zeolith 13X der Chemiewerke Bad Köstritz

In der rechten Abbildung sind die 130 °C und 180 °C Isothermen noch einmal im Detail dargestellt. Bei einer Desorption in feuchter Luft bzw. Wasserdampfatmosfera von 13 mbar² wird bei einer Temperatur von 180 °C eine Restbeladung von 88 g/kg (Gramm Wasser pro Kilogramm trockenen Zeolith) erzielt. Durch Reduktion der Regenerationstemperatur auf 130 °C erhöht sich bei konstantem Wasserdampfpartialdruck die Restbeladung auf 148 g/kg. Entsprechend reduziert sich die Sorptionskapazität (nutzbare Beladung) des Zeolithen um 27 %, wenn von einer Ausgangsbeladung von 310 g/kg ausgegangen wird³. Da die Sorptionskapazität ein direktes Maß für die erzielbare Energiespeicherdichte ist, ist eine Reduzierung der Regenerationstemperatur mit einer erheblichen Reduzierung der Speicherdichte verbunden.

Soll die Sorptionskapazität des Zeolithen bei reduzierter Regenerationstemperatur beibehalten werden, so muss der Wasserdampfpartialdruck während der Regeneration ebenfalls reduziert werden. Im gewählten Beispiel müsste der Wasserdampfpartialdruck von 13 mbar auf etwa 1,6 mbar abgesenkt werden, damit schon bei 130 °C die ursprüngliche Restbeladung von 88 g/kg erreicht wird.

Der Einfluss des Wasserdampfpartialdrucks auf die erzielbare Restbeladung des Zeolithen wird bei dem im folgenden Abschnitt vorgestellten neuen Regenerationsverfahren ausgenutzt: mithilfe eines zusätzlichen Sorptionsschritts wird der Wasserdampfpartialdruck im System während der Regeneration gezielt abgesenkt.

3 Das neu entwickelte Regenerationsverfahren

Verfahrenstechnisch kann zwischen offenen und geschlossenen thermochemischen Speichersystemen unterschieden werden: offene Systeme werden bei Umgebungsdruck betrieben und

²entspricht Umgebungsluft von 55 % relativer Feuchte bei 25 °C bzw. Wasserdampf mit Taupunkt 11 °C

³entsprechend einer vorangegangenen Adsorption bei 30 °C und einem Wasserdampfpartialdruck von 10 mbar

das Speichermaterial wird für die Be- und Entladung mit (feuchter) Umgebungsluft durchströmt; dagegen wird bei geschlossenen Systemen der Speicher evakuiert, die Speicherbe- und entladung erfolgt im Unterdruckbereich bei reiner Wasserdampfatmosphäre.

In den folgenden Abschnitten wird jeweils für die offene und geschlossene Prozessführung das neue Verfahren zur Regeneration des Speichermaterials bei reduzierter Regenerationstemperatur vorgestellt.

3.1 Offene Prozessführung

Zur Realisierung der neuen Regenerationsstrategie wird eine Lufttrocknungseinheit in das thermochemische Energiespeichersystem integriert. Die Abbildung 2 (links) zeigt schematisch die Luftführung für eine offene Prozessführung mit externem Reaktor, vgl. auch Abschnitt 5. Die rechte Abbildung zeigt die um die Lufttrocknungseinheit erweiterte Luftführung.

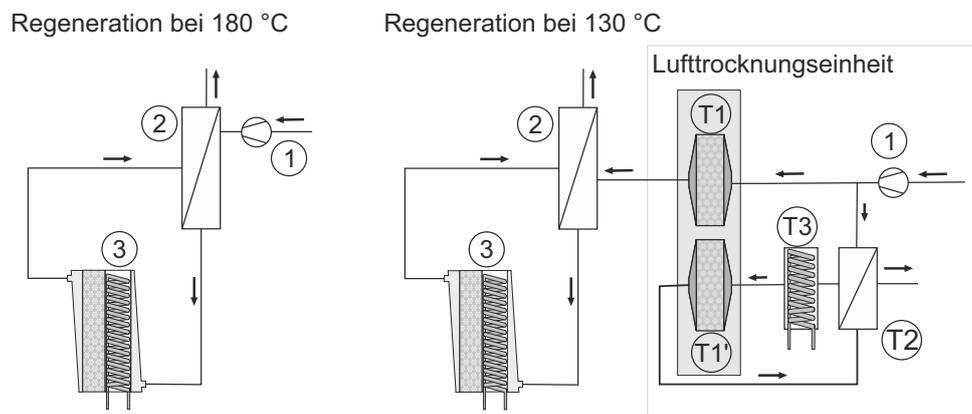


Abb. 2: Luftführung im offenen Speicherkonzept (links) und mit integrierter Lufttrocknungseinheit für das neue Regenerationsverfahren auf reduziertem Temperaturniveau (rechts)

In der ursprünglichen Prozessführung wird Umgebungsluft durch einen Ventilator (1) angesaugt, in einem Luft-Luft-Wärmeübertrager (2) von der aus dem Prozess ausströmenden Luft vorgewärmt, im Luft-Wasser-Wärmeübertrager (3) auf die Regenerationstemperatur von 180 °C erwärmt und danach dem Reaktor zugeführt.

Bei der neuen Prozessführung ist dem ursprünglichen Regenerationsprozess eine Lufttrocknungseinheit vorgeschaltet. Kernelement der Lufttrocknungseinheit ist eine Sorptionseinheit (T1), in der durch Wasserdampfadsorption an zeolithischen Materialien die Luftfeuchtigkeit der einströmenden Umgebungsluft auf einen sehr niedrigen Wert reduziert wird. Erst danach wird die Luft dem eigentlichen Regenerationsprozess zugeführt. Um die Materialmenge in der Sorptionseinheit gering zu halten, erfolgt eine kontinuierliche oder in regelmäßigen Abständen stattfindende Regeneration der Sorptionsmaterialien in der Lufttrocknungseinheit. Dafür wird

die Umgebungsluft in einem Luft-Wasser-Wärmeübertrager (T3) auf die Regenerationstemperatur von 130°C erwärmt und für die Regeneration der Sorptionsmaterialien einer zweiten Sorptionseinheit (T1') zugeführt. Die ausströmende feuchte Luft wird über einen Luft-Luft-Wärmeübertrager (T2) geführt, um die einströmende Luft vorzuwärmen. Zwischen den Sorptionseinheiten (T1) und (T1') wird in regelmäßigen Abständen umgeschaltet, so dass eine Sorptionseinheit für die Lufttrocknung zur Verfügung steht, während die andere Einheit regeneriert wird.

Alternativ ist auch ein diskontinuierlicher Betrieb möglich, bei dem das Speichermaterial zunächst ohne die zusätzliche Lufttrocknung, d. h. mit Umgebungsfeuchte, regeneriert wird. Erst wenn die Regeneration mit Umgebungsluft abgeschlossen ist, wird die Lufttrocknungseinheit zugeschaltet, um eine niedrige Restbeladung des Zeolithen zu erzielen. Eine Regeneration der Materialien in der Sorptionseinheit (T1) erfolgte dann ebenfalls diskontinuierlich zu den Zeiten, in denen die Lufttrocknung nicht betrieben wird. Eine diskontinuierliche Betriebsweise bietet sich besonders für geschlossene Systeme an, weil die apparative Umsetzung dort mit sehr geringem Mehraufwand möglich ist, wie im folgenden Abschnitt gezeigt wird.

3.2 Geschlossene Prozessführung

Abbildung 3 (links) zeigt schematisch die Verschaltung eines geschlossenen thermochemischen Speichersystems: das Speichermaterial befindet sich *ortsfest* in separaten Speichereinheiten (1), die über einen Wärmeübertrager erwärmt (Regeneration) bzw. entladen (Heizbetrieb) werden können⁴. Mithilfe der Absperrventile (2) wird die aktive Speichereinheit ausgewählt und mit der Wasservorlage (3) verbunden. Dort kondensiert der während der Regeneration freigesetzte Wasserdampf und die Kondensationswärme wird über einen Wärmeübertrager an eine Wärmesenke, beispielsweise eine Erdsonde, abgeführt. Im Heizbetrieb kehrt sich die Funktion der Wasservorlage um: unter Zufuhr von Niedertemperaturwärme wird Wasser verdampft und strömt über ein geöffnetes Absperrventil in die ausgewählte Speichereinheit, um dort die exotherme Reaktion anzutreiben.

Während der Regeneration stellt sich ein Gleichgewicht zwischen freigesetztem Wasserdampf in der Speichereinheit und Kondensation in der Wasservorlage ein. Dabei ist das Temperaturniveau der Wasservorlage, und damit auch der Wärmesenke, entscheidend für den Dampfdruck der Wasserdampfatmosphäre. Soll eine niedrige Restbeladung und somit eine hohe Speicherdichte des Materials realisiert werden, so muss die Kondensationstemperatur möglichst gering und die Regenerationstemperatur möglichst hoch sein (vgl. auch Beispielrechnung und

⁴In der Darstellung wurde das Speichermaterial auf mehrere Speichereinheiten verteilt, um die thermische Masse sowie die Wärmeverluste an die Umgebung während der Be- und Entladung zu begrenzen.

Gleichgewichtsisothermen in Abschnitt 2).

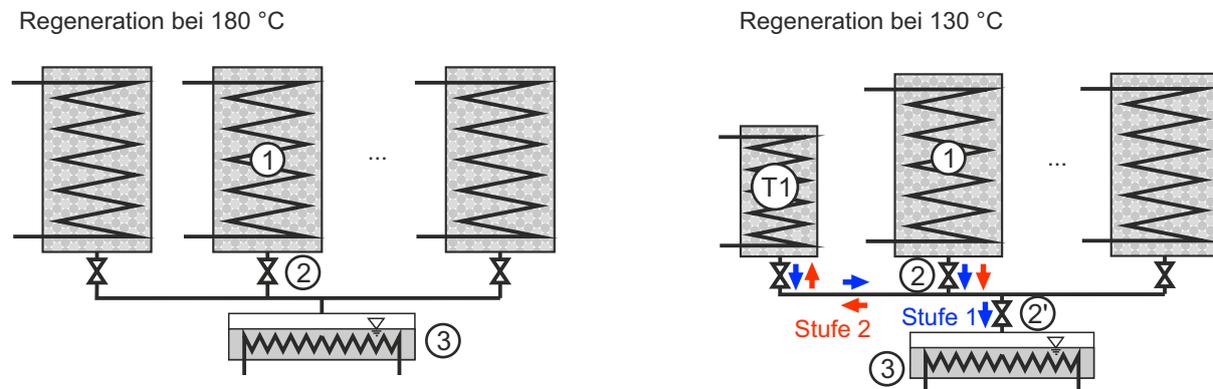


Abb. 3: Schematische Darstellung eines geschlossenen Speicherkonzepts

- links: konventionelle Verschaltung für Regeneration auf hohem Temperaturniveau
- rechts: Verschaltung für 2-stufige Regeneration auf reduziertem Temperaturniveau

Durch ein 2-stufiges Regenerationsverfahren, wie in Abbildung 3 (rechts) dargestellt, können diese Anforderungen deutlich reduziert werden. Hierfür wurde das Anlagenschema um ein zusätzliches Absperrventil (2') erweitert. Eine der Speichereinheiten, hier als Trocknungseinheit (T1) bezeichnet, kann etwas kleiner ausgeführt werden; deren Wärmeübertrager muss allerdings hydraulisch so angebunden werden, dass neben der bisherigen Aufheizfunktion für die Regeneration auch eine Speicher-Kühlfunktion mithilfe der Wärmesenke realisiert werden kann.

Während der ersten Regenerationsstufe (blaue Pfeile in Abbildung 3 rechts) wird sowohl die eigentlich zu regenerierende Speichereinheit (1) als auch die Trocknungseinheit (T1) bei einer relativ niedrigen Temperatur von ca. 130 °C regeneriert. Der Wasserdampfentzug erfolgt wie bisher über Kondensation in der Wasservorlage (3).

In der zweiten Regenerationsstufe wird die Funktion des Kondensators vom (teilregenerierten) Sorptionsmaterial in der Trocknungseinheit (T1) übernommen, wie in Abbildung 3 mit den roten Pfeilen verdeutlicht: die Wasservorlage wird über das Ventil (2') abgesperrt, der durch die fortschreitende Regeneration in der Speichereinheit (1) freigesetzte Wasserdampf wird nun vom Speicher material in (T1) adsorbiert. Die dabei freiwerdende Adsorptionswärme wird über den Wärmeübertrager von (T1) an die Wärmesenke abgeführt. Der Wasserdampfdruck der Atmosphäre in (2) wird in diesem Schritt durch den Adsorptionsvorgang in (T1) bestimmt. Das Gleichgewicht liegt hier deutlich tiefer als in Stufe 1 (vgl. Dampfdruck in Tabelle 1), so dass auch mit vergleichsweise geringer Regenerationstemperatur eine geringe Restbeladung bzw. hohe Speicherdichte erzielt werden kann.

Je nach Dimensionierung der Trocknungs- und Speichereinheiten kann für die Regenerationsstufe 2 eine Zwischenregeneration der Trocknungseinheit (T1) erforderlich werden. Eventuell

vorhandene weitere Speichereinheiten (1) werden analog in zwei Stufen, d. h. jeweils in Kombination mit der Trocknungseinheit (T1) regeneriert. Wenn die Trocknungseinheit abschließend noch bei 130 °C über die Wasservorlage regeneriert wird, kann das enthaltene Sorptionsmaterial - mit etwas reduzierter Speicherdichte - ebenfalls noch zur Energiespeicherung genutzt werden. In Tabelle 1 sind die Zustände im 2-stufigen Regenerationsverfahren dem konventionellen Verfahren gegenübergestellt, basierend auf den Gleichgewichtsisothermen aus Abbildung 1.

Tab. 1: Zustände der Regenerationsverfahren für die geschlossene Prozessführung im Überblick⁵

Regenerationsverfahren Komponente	konventionell		2-stufig: Stufe 1			2-stufig: Stufe 2	
	③	①	③	T1	①	T1	①
Temperatur	20 °C	180 °C	20 °C	130 °C	130 °C	30 °C	130 °C
Dampfdruck	23 mbar		23 mbar			< 1,6 mbar	
Anfangsbeladung [g/kg]	-	310	-	270 (310)	310	170	170
Endbeladung [g/kg]	-	100	-	170	170	270	<90
Sorptionskapazität [g/kg]	-	210	-	(140)	140	-	>220
Speicherdichte [kWh/m ³]	-	143	-	(95)	95	-	>150

4 Experimentelle Validierung des Regenerationsverfahrens

Die vorgestellten Überlegungen zum neuen Regenerationsverfahren beruhen primär auf Isothermenmessungen. Diese Messungen unterscheiden sich zum Teil von den Bedingungen, wie sie in der späteren technischen Anwendung vorliegen werden⁶. Mit experimentellen Untersuchungen in einer Labor-Demonstrationsanlage sollte daher geklärt werden, ob sich die theoretischen Überlegungen in anwendungsnahen Systemen bestätigen lassen. Exemplarisch für das *offene* System sollen folgende Fragestellungen beantwortet werden:

1. Kann die Luftfeuchte der einströmenden Luft durch die Lufttrocknung auf den geforderten Wert von etwa 1,6 mbar (etwa 1,0 g/kg) reduziert werden?

⁵Berechnungs-Annahmen:

- Adsorption bei 30 °C und Dampfdruck 10 mbar (entspricht Verdampfungstemperatur ca. 7 °C)
- Speichermedium: Zeolith 13X binderfrei, Gleichgewicht entspr. Abb. 1, trockene Feststoffdichte 680 kg/m³, mittlere Adsorptionenthalpie 3600 kJ/kg_{H2O}

⁶ Isothermenmessungen werden mit sehr geringen Materialmengen von < 100 mg unter reiner Wasserdampf-atmosphäre durchgeführt. Zusätzlich wird die Messung so lange fortgeführt, bis ein Sorptionsgleichgewicht erreicht ist.

2. Wird mit dem neuen Verfahren bei niedrigen Regenerationstemperaturen und -feuchten eine vergleichbar geringe Restbeladung erzielt wie beim ursprünglichen Verfahren?

Eine detaillierte Beschreibung der Demonstrationsanlage ist im Abschlussbericht des CWS-Projekts [5] zu finden. Die Integration der Lufttrocknungseinheit in die Labor-Demonstrationsanlage ist in der Abbildung 4 schematisch dargestellt. Umgebungsluft wird über einen Ventilator angesaugt und durch die Lufttrocknungseinheit, eine zeolithische Kugelschüttung, geleitet. Durch Adsorption des Wasserdampfs am Zeolithen wird die Feuchte der Umgebungsluft reduziert. Im Luft-Luft-Wärmeübertrager wird die Zuluft durch die Abluft vorgewärmt, anschließend in einem Luft-Wasser-Wärmeübertrager auf die Regenerationstemperatur von 130°C erwärmt und anschließend dem Reaktor zugeführt. Im Reaktor ($B \times H \times L = 0,5 \times 0,5 \times 0,08 \text{ m}^3$) findet die Materialregeneration statt und der freiwerdende Wasserdampf wird über den Luftstrom aus dem Reaktor heraus transportiert. Nachdem die Luft zur Vorwärmung der Zuluft über den Luft-Luft-Wärmeübertrager geleitet wurde, wird sie in die Umgebung abgeführt.

Der Luftmassenstrom \dot{m} wird mit einem Vortex-Strömungssensor der Fa. Höntzsch gemessen. Die Temperaturen in den Rohrleitungen (T_{L0} , $T_{L0'}$ in der Zuluft und T_{L1} , $T_{L1'}$ in der Abluft) sowie im Reaktor (T_{R0} bis T_{R3}) werden mit Thermoelementen, die Umgebungstemperatur T_{amb} mit einem PT100-Widerstandstemperrfühler erfasst. Der Wasserdampfgehalt der Umgebungsluft x_{amb} sowie der in den Reaktor ein- und ausströmenden Luft x_{L0} bzw. x_{L1} wird mithilfe von Taupunktsiegeln der Fa. Edgetech bestimmt.

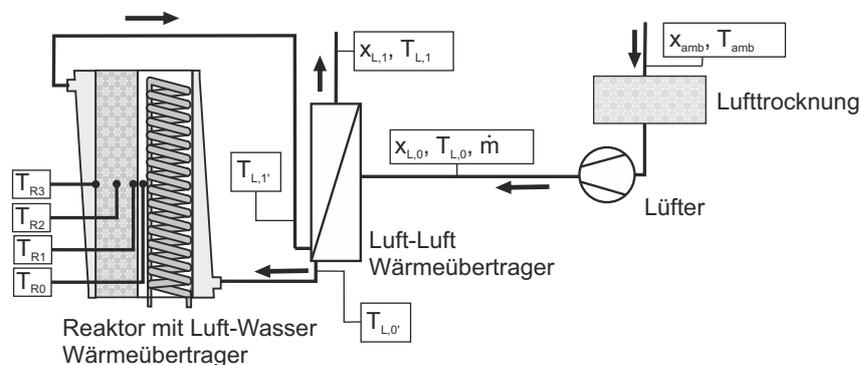


Abb. 4: Schematischer Aufbau der Labor-Demonstrationsanlage mit Lufttrocknung

In den durchgeführten Experimenten wurde die Regeneration zunächst mit Umgebungsluft (etwa 20°C , 50 % r. F.) ohne Lufttrocknung bei 130°C und einem Luftmassenstrom von 110 kg/h durchgeführt. Anschließend wurde für die weitere Regeneration der Materialien die Lufttrocknung zugeschaltet. Aufgrund des erhöhten Druckverlusts durch die Vortrocknung reduziert sich der Massenstrom bei gleicher Ventilatorleistung auf 85 kg/h .

Abbildung 5 zeigt für verschiedene Messpunkte in der Versuchsanlage (vgl. Abbildung 4) die während der Regeneration gemessenen Temperaturen und den Wasserdampfgehalt der Luft. Während der ersten fünf Stunden, in denen die Regeneration ohne Lufttrocknung durchgeführt

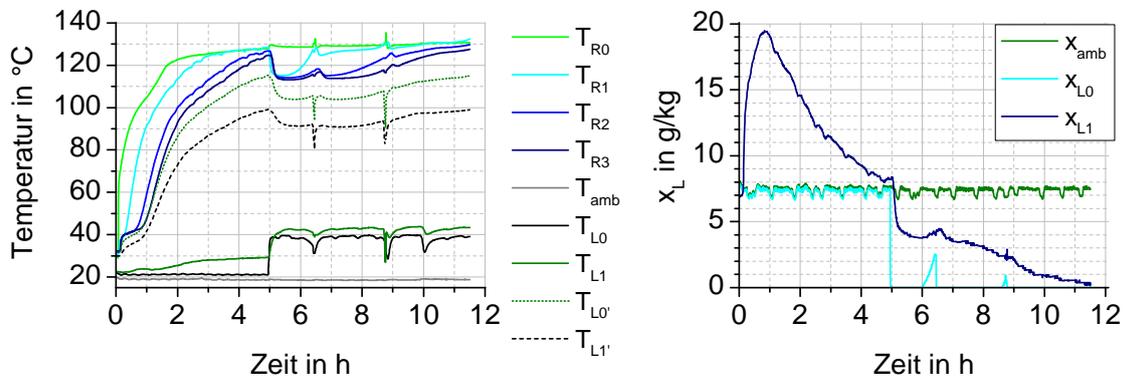


Abb. 5: Ergebnisse der Vortrocknungsuntersuchung in der Labor-Demonstrationsanlage: Temperaturen (links) und Wasserdampfgehalt (rechts) der Luft während der Regeneration

wird, beträgt die Feuchte der in den Reaktor einströmenden Luft etwa 7,4 g/kg (entspricht etwa 12 mbar). Bei einer Reaktor-Eintrittstemperatur von $T_{R0} \approx 70^\circ\text{C}$ beginnt die Desorption des Zeoliths, die Feuchte der Abluft x_{L1} übersteigt die Feuchte der Zuluft x_{L0} und erreicht nach wenigen Minuten die Sättigungsfuchte von 17...20 g/kg bei 23...25 °C und in der Abluftleitung kondensiert Wasser aus. Die Temperatur im Reaktor bleibt insbesondere im hinteren Bereich (Fühler T_{R2} , T_{R3}) noch über einige Zeit bei etwa 40 °C, was ebenfalls auf Desorption im vorderen Bereich des Reaktors (Fühler T_{R1}) hindeutet. Mit zunehmender Regenerationszeit sinkt die Feuchte der Abluft, bis sie nach fünf Stunden nahezu auf die Lufteintrittsfeuchte abgefallen ist. Die Regeneration des Speichermaterials ist abgeschlossen und die Temperaturen im Reaktor nähern sich zunehmend der Regenerationstemperatur von 130 °C an.

Nach fünf Stunden wird die Lufttrocknung zugeschaltet. Die Feuchte der Zuluft sinkt umgehend deutlich ab und liegt mit Werten von $x_{L0} < 0,6 \text{ g/kg}$ (Taupunkttemperatur $< -20^\circ\text{C}$ bzw. Wasserdampfpartialdruck $< 1 \text{ mbar}$) unterhalb der Messauflösung des Sensors. Gleichzeitig fällt die Temperatur im Festbett um fast 15 K ab. Dies ist auf eine erneute Desorption zurückzuführen. Die Luftfeuchte der Abluft liegt anfänglich bei etwa 4 g/kg, fällt mit zunehmender Regenerationszeit ab und erreicht nach 11,5 Stunden den Wert der Zuluft-Feuchte.

Während der Regeneration wurde das Material in der Lufttrocknungseinheit zwei Mal ausgewechselt (6,4 h und 8,7 h nach Beginn der Regeneration). Auslöser war jeweils ein Anstieg der Luftfeuchte (x_{L0}) hinter der Lufttrocknungseinheit. Die mittlere Beladung des ausgewechselten Materials lag bei 314 g/kg. Dies entspricht 97 % der maximal möglichen Beladung.

Nach Beendigung der Materialregeneration wurden vier Produktproben à 10 g aus dem Reaktor

entnommen, gewogen und anschließend bei 180°C und Umgebungsfeuchte erneut getrocknet. Die relative Massendifferenz zwischen dieser 180°C-Trocknung bei Umgebungsfeuchte und der Regeneration im Versuch bei 130°C mit Lufttrocknung lag bei ± 1 %.

Das Experiment bestätigt damit die prinzipielle Funktionsfähigkeit des, auf Basis von Sorptionsisothermen und Systemsimulationen, entwickelten Verfahrens.

5 Jahressimulation

Die Leistungsfähigkeit einer thermischen Solaranlage mit saisonalem Energiespeicher wurde in einer Jahressimulation mit der Simulationssoftware TRNSYS untersucht. Auf Basis der erzielten Ergebnisse erfolgt eine Bewertung des neuen Verfahrens mit reduzierter Regenerationstemperatur gegenüber der konventionellen Regeneration bei 180°C.

5.1 Prozessintegration

Die Prozessintegration des neuen Regenerationsverfahrens wird für eine offene Prozessführung, hier am Beispiel des sogenannten CWS-NT-Konzepts (Chemische-Wärmespeicherung Nieder-temperatur, vgl. [6, 7]) vorgestellt. Bei diesem Konzept wurde ein thermochemischer Energiespeicher als saisonaler Wärmespeicher in eine solare Kombianlage integriert, siehe Abbildung 6. Der thermochemische Energiespeicher wird über den Solarkreis der „konventionellen“ So-

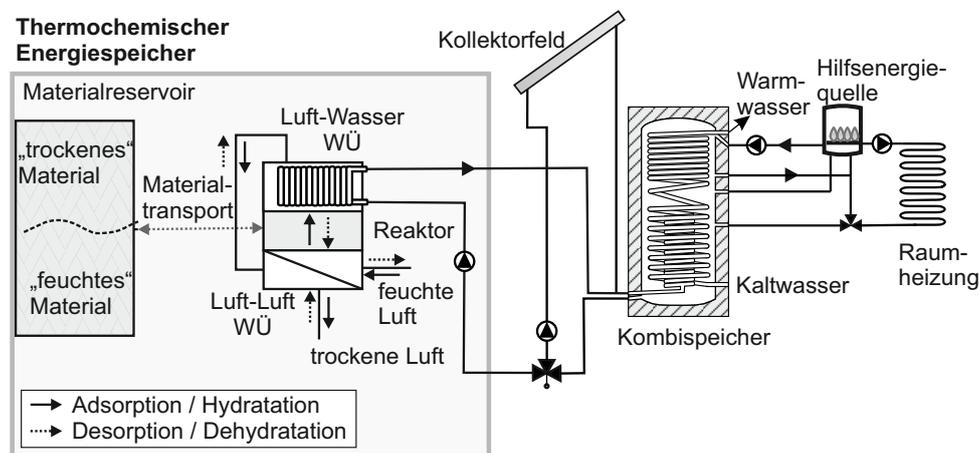


Abb. 6: Schematische Darstellung des CWS-NT-Konzepts

laranlage hydraulisch in die Gesamtanlage eingebunden. Der Kombispeicher dient sowohl für die Solaranlage als auch für den thermochemischen Energiespeicher als Pufferspeicher, so dass der thermochemische Energiespeicher für geringe Leistungen ausgelegt werden kann.

Charakteristisch am CWS-NT-Konzept ist die örtliche Trennung zwischen der Speichermaterialbevorratung und der Materialbe- und -entladung im Reaktor. Dadurch werden die Materialvolumina im Reaktor und damit sowohl die thermische Masse als auch die Wärmeverluste während der Leistungsübertragung deutlich reduziert. Der Materialtransport zwischen Reaktor und Materialreservoir erfolgt über ein Vakuumtransportsystem.

Reicht in den Wintermonaten die Wärmebereitstellung durch die Solaranlage nicht aus um den Wärmebedarf zu decken, so erfolgt die Beladung des Kombispeichers mithilfe des thermochemischen Energiespeichers. In diesem Fall wird Umgebungs- oder Raumabluft angesaugt und durch den Reaktor geführt. Das Speichermaterial adsorbiert den Wasserdampf aus der Luft und Adsorptionswärme wird freigesetzt. In einem Luft-Wasser-Wärmeübertrager überträgt der Luftstrom die Adsorptionswärme an den Solarkreis. Über den Solarkreiswärmeübertrager wird die Adsorptionswärme schließlich dem Kombispeicher zugeführt. Die aus dem Luft-Wasser-Wärmeübertrager austretende Luft wird durch einen Luft-Luft-Wärmeübertrager geleitet, um die Frischluft vorzuwärmen, und dann an die Umgebung abgeführt.

In den Sommermonaten erfolgt die Regeneration des Speichermaterials mit „Überschusswärme“ des Kollektorfelds. Die in den Reaktor einströmende Luft wird in einem Luft-Wasser-Wärmeübertrager auf die Regenerationstemperatur erwärmt. Das vom Speichermaterial adsorbierte Wasser wird freigesetzt und über den Luftstrom aus dem Reaktor abgeführt. Im Luft-Luft-Wärmeübertrager erfolgt eine Vorwärmung der Frischluft, bevor die Abluft in die Umgebung abgeführt wird.

5.2 Numerisches Modell und Randbedingungen

Für die Jahressimulation des Gesamtsystems wurde das oben beschriebene und in Abbildung 6 dargestellte Anlagenkonzept in TRNSYS abgebildet. Für die zentrale Komponente, den Reaktor, wurde ein Gegenstrom-Reaktormodell entwickelt, das die wesentlichen physikalischen Vorgänge und Limitierungen (Reaktionsgleichgewicht, Wärme-, Massen- und Stoffströme) berücksichtigt. Eine Validierung des TRNSYS-Modells erfolgte experimentell sowie auf Basis von numerischen Detail-Untersuchungen [5].

Die Einbindung der Lufttrocknung erfolgt über zwei Sorptionseinheiten, wie in Abbildung 4 dargestellt. Das Speichermaterial im Reaktor wird bei 130°C mit einem in der Lufttrocknung getrockneten Luftstrom regeneriert. Die Lufttrocknung erfolgt in einer ersten Sorptionseinheit. Für eine kontinuierliche Betriebsführung findet zeitgleich eine kontinuierliche Regeneration der zweiten Sorptionseinheit statt.

Die Jahressimulation wurde für folgende Randbedingungen durchgeführt:

- Das Gebäude befindet sich in Würzburg, Deutschland. Die globale Einstrahlung auf die

nach Süden ausgerichteten, um 45° geneigten Kollektorebene beträgt 1230 kWh/m^2 .

- Der jährliche Heizwärmebedarf des Gebäudes mit einer Grundfläche von 128 m^2 beträgt $35 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$, der Warmwasserbedarf beträgt 200 l/d bei 45°C .
- In der Solaranlage werden Vakuumflachkollektoren (Prüfbericht 2011Col1028, TZS, Universität Stuttgart) mit einer Kollektorfläche von 16 m^2 und ein solare Kombispeicher mit einem Wasservolumen von 900 l eingesetzt.
- Der Luft-Luft-Wärmeübertrager und der Luft-Wasser-Wärmeübertrager wurden mit konstanter Effektivität $\varepsilon = \dot{Q}/\dot{Q}_{max} = 0,9$ abgebildet.
- Das Gebäude ist mit einer Abluftanlage ausgestattet. Die Gebäudeabluft wird während der Entladung des thermochemischen Energiespeichers durch den Reaktor geführt.
- Als Speichermaterial wird binderfreier Zeolith 13X der Chemiewerke Bad Köstritz eingesetzt (siehe Abbildung 1), die Adsorptionsenthalpie wird als näherungsweise konstant angenommen und beträgt $\Delta h_{ads} = 3600 \text{ kJ/kg}$.
- Die Materialmenge im thermochemischen Energiespeicher entspricht genau der Materialmenge, die im Sommer regeneriert werden kann.
- Die Regenerationstemperatur des thermochemischen Energiespeichers wird für die Anlage ohne Lufttrocknung auf $180^\circ\text{C} \pm 5 \text{ K}$ und für die Anlage mit Lufttrocknung auf $130^\circ\text{C} \pm 5 \text{ K}$ festgelegt.

Als Bewertungsgrößen für die thermische Leistungsfähigkeit der Anlage wird die jährliche anteilige Energieeinsparung und der Kollektornutzungsgrad eingeführt. Die jährliche anteilige Energieeinsparung f_{sav} vergleicht den Gesamt-Wärmebedarf für Raumheizung und Warmwasser einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage Q_{conv} mit der in der solaren Heizungsanlage zur vollständigen Deckung des Wärmebedarfs zusätzlich benötigten Wärmemenge Q_{aux} der Nachheizung:

$$f_{sav} = \frac{Q_{conv} - Q_{aux}}{Q_{conv}} \quad (2)$$

Der Kollektornutzungsgrad $\eta_{col,an}$ setzt die durch das Kollektorfeld während eines Jahres bereitgestellte Wärme Q_{col} zur solaren Einstrahlung in Kollektorebene Q_{rad} in Beziehung:

$$\eta_{col,an} = \frac{Q_{col}}{Q_{rad}} \quad (3)$$

5.3 Ergebnis und Diskussion

In Tabelle 2 sind einige Ergebnisse der Jahressimulation der solaren Heizungsanlage mit thermochemischen Energiespeicher (TCES) ohne Lufttrocknung (ohne LT, bei Regenerationstemperatur 180°C) und mit Lufttrocknung (mit LT, bei Regenerationstemperatur 130°C) gegenübergestellt.

Tab. 2: Ergebnisse der Jahressimulation der solaren Heizungsanlage mit thermochemischen Energiespeicher (TCES), ohne und mit Lufttrocknung (ohne bzw. mit LT)

	Einheit	ohne LT	mit LT
Materialmenge	Tonne	7,9	9,2
	m ³	11,6	13,5
Energieinhalt des Speichermaterials	kWh/a	1733	2055
Gespeicherte Energie (Zyklenzahl 1,08/a)	kWh/a	1873	2236
Gesamt-Wärmebedarf für Raumhgz. + TW	kWh/a	7486	7486
zugeführte Wärme der Nachheizung (Q_{aux})	kWh/a	2427	2127
Beladung des Kombispeichers durch TCES	kWh/a	1591	1949
vom Kollektorfeld bereitgestellte Wärme (Q_{col})	kWh/a	8664	10195
solarer Wärmeeintrag in Kombispeicher	kWh/a	4780	4658
solarer Wärmeeintrag in Reaktor (Regeneration)	kWh/a	2801	2755
solarer Wärmeeintrag zur Regeneration der LT	kWh/a	-	1837
Wärmeverluste der Rohrleitungen	kWh/a	1083	945
jährliche anteilige Energieeinsparung (f_{sav})	%	70,1	73,8
Kollektor-Nutzungsgrad ($\eta_{col,an}$)	%	44,0	51,8

Die Ergebnisse der Jahressimulationen zeigen, dass durch die Lufttrocknung der Kollektorbeitrag um 15 % gegenüber dem Anlagenkonzept ohne Lufttrocknung gesteigert werden kann. Dies wird durch eine längere Kollektorlaufzeit (1961 Stunden Kollektorlaufzeit mit Lufttrocknung, 1736 Stunden ohne Lufttrocknung) und durch einen um 8 % (absolut) höheren Kollektornutzungsgrad erreicht. Gleichzeitig sind die Wärmeverluste in den Kollektorkreis-Rohrleitungen aufgrund der geringeren Regenerationstemperaturen beim Anlagenkonzept mit Lufttrocknung geringer. Sie belaufen sich auf 9,3 % des Kollektorbeitrags, gegenüber 12,5 % beim Anlagenkonzept ohne Lufttrocknung. Dies führt dazu, dass dem thermochemischen Energiespeicher im Anlagenkonzept mit Lufttrocknung insgesamt mehr Solarwärme zugeführt werden kann. 40 % dieser Wärme (1837 kWh/a) werden für die Regeneration der Lufttrocknungseinheit benötigt. Der übrige Teil, 2755 kWh/a, wird dem Reaktor für die eigentliche Speichermaterial-Regeneration zugeführt. Dieser Wert ist in der gleichen Größenordnung wie beim Anlagenkonzept ohne Luft-

trocknung (2801 kWh/a). Aufgrund von Wärmeverlusten beim Regenerationsprozess liegt der letztlich nutzbare Energieinhalt des Speichermaterials jeweils deutlich unterhalb der dem Reaktor zugeführten Regenerationswärme. Auch hier zeigt sich wieder die starke Abhängigkeit vom Regenerations-Temperaturniveau: ohne Lufttrocknung, bei 180°C Regenerationstemperatur, entstehen Regenerationsverluste von $(2801 - 1873) \text{ kWh/a} = 928 \text{ kWh/a}$, mit Lufttrocknung, bei 130°C Regenerationstemperatur, dagegen nur $(2755 - 2236) \text{ kWh/a} = 519 \text{ kWh/a}$.

Die Restbeladung des Speichermaterials liegt beim Anlagenkonzept mit Lufttrocknung (83 g/kg) etwas niedriger als beim Anlagenkonzept ohne Lufttrocknung (87 g/kg). Dies führt zu einer geringfügig höheren Energiespeicherdichte des Materials von 152 kWh/m^3 mit Lufttrocknung gegenüber 149 kWh/m^3 ohne Lufttrocknung.

Im Anlagenkonzept mit Lufttrocknung wird dem Kombispeicher eine solarthermisch bereitgestellte Wärme von 6607 kWh/a zugeführt. Die über die Zusatzheizung eingebrachte Wärme liegt bei 2127 kWh/a. Damit wird eine anteilige Energieeinsparung von 73,8 % erreicht. Im Anlagenkonzept ohne Lufttrocknung ist der Anteil der über die Zusatzheizung bereitgestellten Wärme (2427 kWh/a) höher und die anteilige Energieeinsparung liegt etwas niedriger bei 70,1 %.

6 Diskussion und Bewertung

Es wurde ein neues Regenerationsverfahren vorgestellt, mit dem es möglich ist die Regenerationstemperatur für Sorptionsspeicher in offener oder geschlossener Prozessführung signifikant zu reduzieren. Für die offene Prozessführung wurde das Regenerationsverfahren in experimentellen Untersuchungen überprüft und die prinzipielle Funktionsfähigkeit gezeigt. Die auf einer Jahressimulation beruhende energetische Analyse zeigt auf, dass trotz des zusätzlichen thermischen Aufwands, der durch die Regeneration der Lufttrocknungseinheit hervorgerufen wird, die über den thermochemischen Energiespeicher bereitgestellte Wärme und damit - beim Betrieb in Kombination mit einer Solaranlage - die anteilige Energieeinsparung im Vergleich zum Anlagenkonzept ohne Lufttrocknung deutlich erhöht werden kann. Die wesentlichen Vorteile des neuen Anlagenkonzepts mit Lufttrocknungseinheit sind:

- Hohe Anlageneffizienz
 - Das Kollektorfeld wird aufgrund der niedrigeren Regenerationstemperaturen effizienter betrieben.
 - Die niedrigeren Regenerationstemperaturen werden durch das Kollektorfeld schneller und häufiger bereitgestellt, so dass mehr Wärme für die Regeneration der Speichermaterialien zur Verfügung steht.
 - Wärmeverluste während der Regeneration können erheblich reduziert werden.

- Durch die geringeren Temperaturen und Drücke im Kollektorkreis besteht die Möglichkeit auf Komponenten der konventionelle Heiztechnik zurückzugreifen (Kollektor, Pumpen, Ventile).

Das Ziel zukünftiger Arbeiten ist es, verschiedene verfahrenstechnische Konzepte der Luft-trocknungseinheit zu untersuchen, die eine möglichst einfache Integration in die Gesamtanlage ermöglichen. Es ist zu erwarten, dass der zusätzliche technische Aufwand zur Realisierung des neuen Regenerationsverfahrens durch die oben genannten Vorteile kompensiert wird. Die Möglichkeit der signifikanten Reduzierung der Regenerationstemperatur durch ein Absenken des Wasserdampfpartialdrucks bei gleichzeitiger Beibehaltung bzw. sogar Steigerung der Systemeffizienz eröffnet neue Wege bei der Verfahrensentwicklung thermochemischer Energiespeicher für solare Anwendungen.

Literatur

- [1] Y. Aristov. Adsorption properties of aluminophosphate molecular sieves - potential applications for low temperature heat utilization. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 40(13):1242–1251, 2007.
- [2] S.K Henninger, F.P Schmidt, and H.-M Henning. Water adsorption characteristics of novel materials for heat transformation applications. *Applied Thermal Engineering*, 30(13):1692–1702, 2010.
- [3] J. Jänchen, D. Ackermann, E. Weiler, H. Stach, and W. Brösicke. Calorimetric investigation on zeolites, AlPO_4 's and CaCl_2 impregnated attapulgite for thermochemical storage of heat. *Thermochimica Acta*, 434(1–2):37–41, 2005.
- [4] Hiroyuki Kakiuchi, Satomi Shimooka, Miki Iwade, Kazunor Oshima, Masanori Yamazaki, Shigeru Terada, Hiromu Watanabe, and Takahiko Takewaki. Water Vapor Adsorbent FAM-Z02 and Its Applicability to Adsorption Heat Pump. *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 31:273–277, 2004.
- [5] Henner Kerskes, Florian Bertsch, Sebastian Asenbeck, and Barbara Mette. Abschlussbericht CWS - Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen, Teilvorhaben Niedertemperatur-Wärmespeicherung; BMWI Verbundprojekt, Förderkennzeichen 0327468B, 2012.
- [6] Henner Kerskes, Barbara Mette, Florian Bertsch, Sebastian Asenbeck, and Harald Drück. Development of a thermo-chemical energy storage for solar thermal applications. In *ISES Solar World Congress 2011*, Freiburg, 2011. International Solar Energy Society.

-
- [7] Barbara Mette, Henner Kerskes, and Harald Drück. Process and reactor design for thermochemical energy stores. In *ISES Solar World Congress 2011*, Freiburg, 2011. International Solar Energy Society.
- [8] K. Posern and Ch Kaps. Calorimetric studies of thermochemical heat storage materials based on mixtures of MgSO₄ and MgCl₂. *Thermochimica Acta*, 502(1–2):73–76, 2010.

THERMOCHEMICAL ENERGY STORAGE AS AN ELEMENT FOR THE ENERGY TURNAROUND

Barbara Mette¹, Henner Kerskes¹, Harald Drück¹, Thomas Badenhop², Frank Salg², Roger Gläser³

¹ Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, email: mette@itw.uni-stuttgart.de

² Vaillant GmbH, Berghauser Str. 40, 42850 Remscheid

³ Universität Leipzig, Institut für Technische Chemie (ITC), Linnéstr. 3, 04103 Leipzig

1 Introduction

With the expansion of renewable energies the need for energy storage systems is becoming increasingly important. This includes centralized and decentralized as well as thermal and electrical energy storage systems. In the “European Energy Storage Technology Development Roadmap towards 2030” published in 2013 the great significance of energy storage technology is expressed:

„Energy storage technologies are crucial for achieving the European climate energy objectives as defined in the European Union’s (EU) “20-20-20” targets and in the European Commission’s (EC) Energy Roadmap 2050.“ [1]

Almost 50 % of the European final energy consumption is used for heating and cooling. The building sector alone accounts for more than 35 % of the final energy consumption, of which 75 % is needed for domestic hot water preparation and room heating [2]. An efficient and economic heat production is therefore of utmost importance to cut the consumption of fossil energy demand in this sector.

Thermal energy storage is a key element for efficient heat production as they increase the energy efficiency and flexibility of heating systems. Especially in applications where heat demand and heat supply do not match in time they are of utmost importance. For long-term storage applications, e.g. for storing solar heat from summer for use in winter, thermochemical energy storage systems are particularly suitable as they allow a storage of the energy with a high energy density and with almost no losses.

Within the German research project “chemical heat storage using reversible solid/gas-reactions” (CWS¹) the capabilities of thermochemical energy storage and its technical implementation towards low temperature application were investigated by the Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) of the University of Stuttgart. A lab-scale prototype of a thermochemical energy store (TCES) has been developed; first experimental investigations have proven the technical feasibility and high thermal performance of the TCES design.

In the joint research project EnErChem², which is funded by the German Federal Ministry of Economics and Technology, the work of the CWS project is continued. The aim of the project is to further improve the developed system concept and to realize a demonstration plant of a

¹ CWS: Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen; funded by the BMWi (grant number 0327468B); duration from 2008 to 2012

² EnErChem: Entwicklung und Erprobung eines chemisch-sorptiven Langzeitwärmespeichers für die Gebäudebeheizung (Development and Testing of a thermochemical-sorption energy store for heating systems); funded by the BMWi (grant number 03ESP402), duration from 2012-2015

TCES to be integrated and tested in a heating system. In addition to the product and process development, a central element of this joint research project is the development of novel storage material based on zeolites and hygroscopic salts. The objective of the material research is a significant increase in the material's energy storage density ($> 180 \text{ kWh/m}^3$) and the proof of an industrial production.

Project partner of this research project are ITW, the Institute of Chemical Technology (ITC, University of Leipzig), the Vaillant GmbH, a leading German heating company and the Chemiewerk Bad Köstritz GmbH (CWK), a chemical company with expert know how in the field of zeolite molecular sieves. Hence, the consortium is characterized by experts in product and process development as well as in material development and industrial production.

2 System design of a heating system with thermo-chemical energy storage

Within the CWS-project a thermochemical energy store for solar thermal heating systems has been developed [3]. Within the EnErChem project this concept will be further improved. A key goal of the product and process development is a further enhancement of the modular design of the thermochemical energy store (TCES) to allow a flexible use in and an easy transfer to different heating applications. The modulation of the TCES shall be given in the storage capacity as well as in the thermal power output during charging and discharging of the store.

Zeolite beads (binderfree 13X, 4A and NaY) and composites of zeolite and salts are investigated as storage material. Zeolites are characterized by a high water uptake, a high energy storage density and a fast reaction kinetic. A further improvement of the energy storage density is expected by introducing hygroscopic salts such as magnesium sulphate or calcium chloride into the pore structure. Systematic investigations and analysis are performed on the development and improvement of the new composite materials.

The TCES developed within the CWS project is designed as an open sorption/hydration system using ambient or exhaust room air for the charging and discharging process. Depending on the air humidity, the energetic effort for evaporation can be reduced or completely avoided. By the forced convection of the air flow a good heat and mass transfer between storage material and air flow is achieved. This enhances the thermal power output of the TCES.

However, the thermal power output of the store is limited by the comparatively low water content of the air flow. For this reason, the TCES is integrated in the heating system as a heat source of low power. A water buffer store, to which the heat from the TCES is transferred, is used to cover load peaks.

In the developed system concept the reactor of the thermochemical energy store is separated from the material reservoir. A vacuum or a screw conveyer may be used to transport the storage material from the material reservoir to the reactor or vice versa.

An advantage, which is achieved by the local separation of the material reservoir and the reactor is, that the reactor and reactor power can be designed independently from the storage capacity and hence from the storage volume of the thermochemical energy store. This opens up wide scope for both, the reactor and material reservoir design.

A further advantage is that thermal heat capacities and heat losses during the store charging and discharging are reduced to only a small part of the total storage material amount. This improves the overall efficiency of the thermochemical energy store.

2.1 Thermochemical energy store integrated in a solar thermal system

The objective of integrating a thermochemical energy store into a solar thermal system is to increase the solar fraction and thus the efficiency of the solar thermal system. The excess heat provided by the collector field in summer is used to charge the TCES. In winter, the stored heat can be used to cover the high heat demand of the building. Depending on the heat demand of the building and on the size of the thermochemical energy store a fossil assisted solar heating system with solar fraction of far greater 50 % or even a solar-only heating system can be realized.

A schematic drawing of a thermo-chemical energy store integrated in a solar thermal combisystem is depicted in figure 1.

The thermochemical energy store is connected to the water buffer store of a conventional solar thermal combisystem via the solar loop and the solar loop heat exchanger.

The key element of the thermochemical energy store is the reactor where the heat and mass transport during charging and discharging of the TCES take place.

Depending on the control strategy, the reactor is designed as a fixed-bed or cross-flow reactor. The material is entering the reactor from top and runs gravity-driven through the reactor. The air is entering the reactor from lateral and is transporting the humidity and the heat into or out of the reactor. In an air to air heat exchanger (heat recovery) the incoming fresh air is heated up by the warm air leaving the TCES. This further improves the efficiency of the TCES as heat losses via the air flow are minimized.

In the heating mode (discharging of the TCES), the heat released in the reactor is transferred from the air flow to the solar loop by an air to water heat-exchanger. For material regeneration (charging of the TCES), the air flow direction is reversed and the heat-exchanger is used for transferring regeneration heat from the solar loop into the reactor via the air flow.

Instead of reversing the flow direction for charging and discharging of the TCES two air to water heat exchangers, one in front for TCES charging and one behind the reactor for TCES discharging, may be used.

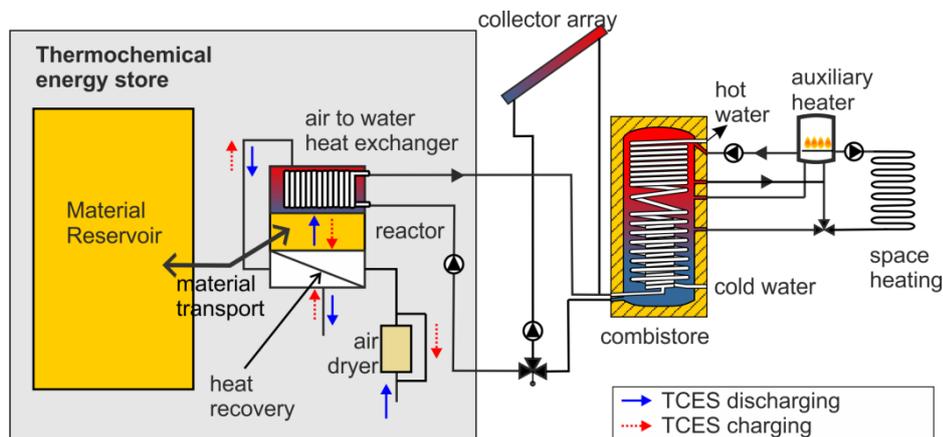


Figure 1: Schematic drawing of a thermo-chemical energy store integrated in a solar thermal combisystem.

During charging of the TCES, the incoming fresh air is flowing through an air drying unit before entering the reactor. In the air drying unit the water content of the incoming air is reduced to a very low value. This enables a reduction in the regeneration temperature from 180 °C (without drying) to 130 °C (with drying) by maintaining the energy storage density of the material and by even increasing the overall thermal system performance [4].

2.2 Thermo-chemical energy store integrated in a CHP unit

This process design is now transferred and adapted for the use in combined heat and power (CHP) units. The objective of integrating a thermochemical energy store into a CHP unit is a monovalent operation of the heating system without a gas condensing boiler as backup heater. An electrical power driven operation mode with intelligent grid integration becomes possible as in times with low heat demands (mainly summer) the excess heat can be stored in the TCES. The energy stored in the TCES is released in times when the heat provided by the CHP unit is not sufficient to cover the overall heat demand of the building (mainly winter). This greatly increases the yearly runtime and business attractiveness of the CHP unit.

The process design of the thermochemical energy store for the CHP unit is similar to the one for a solar thermal system (cf. figure 2). The same reactor design, material reservoir and material transport unit as described above can be used.

Instead of charging the TCES with solar heat, the thermal energy (heat from engine cooling and flue gas) of the CHP unit is used. To transfer the heat from the CHP unit to the thermochemical energy store an additional flue gas/air heat exchanger in front of the reactor is required. Due to the high temperature of the flue gas no air drying unit is needed in this system concept.

During winter, the heat production of the CPH unit is supported by the thermochemical energy store. The heat released in the reactor of the TCES is transported to the heat extraction unit and from there to a water buffer store or directly to the heating system.

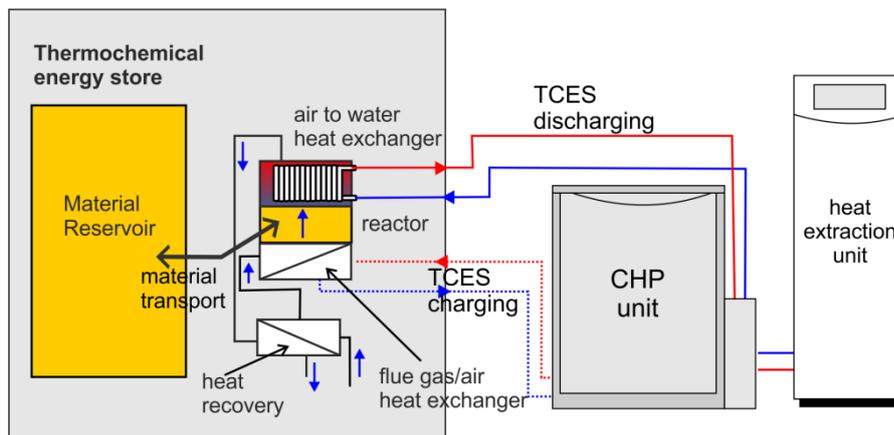


Figure 2: Schematic drawing of a thermo-chemical energy store integrated in a CHP unit.

3 Material development

For a compact design of the thermo-chemical energy store storage materials with a high energy storage density are required.

In the last years, important progress has been made in the material development for thermo-chemical energy storage applications. New material classes such as aluminophosphates (AIPO), silico-aluminophosphate (SAPO) or metal organic frameworks (MOF) are subject of intense research for thermal energy storage applications (e.g. [5], [6], [7]). A number of these new materials promise excellent properties for storage applications; however they are not yet commercially available. Furthermore, the effort involved in the synthesis process is still high which leads (at present) to comparatively high material costs.

A composite material of zeolite 13X and magnesium sulphate has been suggested by Hongois et al. [8]. A 26 % increase in the energy storage density has been obtained compared to pure

zeolite 13X. At the same time, the good reaction behaviour of zeolite, a fast reaction kinetic associated with a high heat flow, has been maintained.

At ITW this new material class of zeolite and salts has been further investigated. Different types of zeolite (beads of zeolite 4A and zeolite 13X with and without binder) have been impregnated with salts (magnesium sulphate, lithium chloride, calcium chloride). The water isotherms of these materials have been determined by sorption analysis; the pore volume has been studied by nitrogen adsorption; the heat and mass transfer during adsorption and desorption in the bulk has been analysed in a fixed bed reactor.

It was found that the pore volume of the salt-impregnated zeolites was reduced disproportionately high compared to pure zeolite. Furthermore, a high dependency of the pore structure on the water uptake and on the reaction behaviour of the material has been observed [9], [10]. By a number of the composite materials under investigation the water uptake was less or in the same order of magnitude compared to pure zeolites. This was explained by a micro pore blocking caused by the salt. As a result, the number of sites available for adsorption is reduced.

Despite the reduction in adsorption capacity a higher energy storage density was measured by some of the magnesium sulphate or magnesium sulphate/lithium sulphate impregnated zeolites. This is attributed to the heat of hydration released during the hydration reaction.

The strong influence of the pore structure of the carrier materials on the water uptake, conversion and reaction kinetic has also been observed by other research groups [11], [12]. Hence, a key element of the EnErChem project is a profound and systematic investigation of new composite materials of zeolites and salts. This will be conducted at ITC in close cooperation with Chemiewerk Bad Köstritz. A targeted modification of the zeolite and zeolite pore structure, e.g. a dealumination or desilication, will be carried out to further improve the water uptake and energy storage density. A mathematical model of the adsorption and desorption process will be developed which takes into account the processes in the micropores of the zeolites as well as the interaction of salt and zeolite in the macropores.

The overarching element of the material investigation is the development of an optimized thermal energy storage material which can be relatively easily and economically produced in an industrial manufacturing. Therefore, the ability of a transfer to a large-scale production is in focus during the whole material development and optimisation process.

4 Experimental investigations on the developed system concept

A first lab prototype of the thermochemical energy store has been built during the CWS project and is now being further tested. Central element of the experimental investigation is a verification and further optimisation of the developed external reactor design. The investigation includes experiments on the thermal performance of the reactor during the exothermic and endothermic reaction as well as experiments on the material transport between reactor and material reservoir.

As storage material binderfree zeolite 13X (beads of 1.6 – 2.5 mm, company Chemiewerk Bad Köstritz) is used.

4.1 Thermal performance of the external reactor design during adsorption/hydration and desorption/dehydration

The reactor prototype and a schematic drawing of the setup of the test rig are depicted in figure 3.

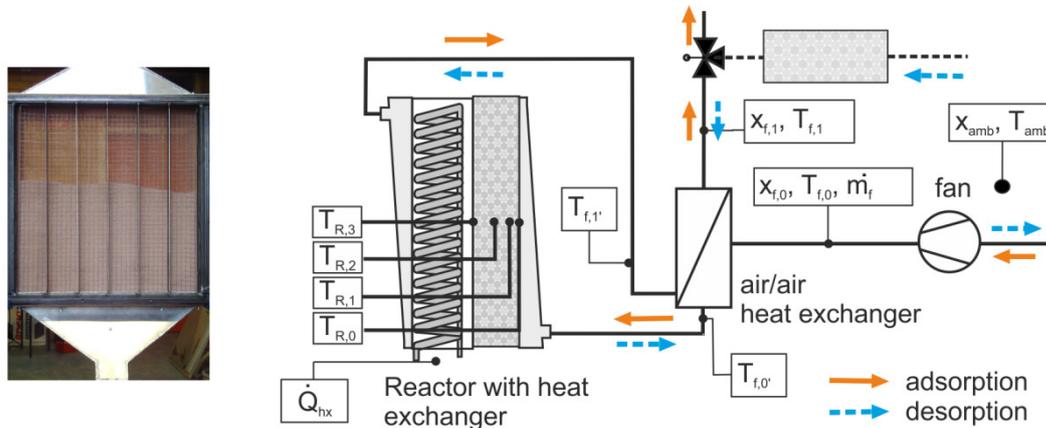


Figure 3: Prototyp of the external reactor (left) and schematic drawing of the experimental test rig (right)

The reactor has a cross flow section for the air flow of $0.53 \times 0.53 \text{ m}^2$ and a bed length of 0.085 m. This corresponds to a storage material mass of 16.5 kg inside of the reactor.

For the discharge of the thermochemical energy store (adsorption), ambient air is drawn from the surrounding, is first passed through an air to air heat exchanger to preheat the air flow and is then entering the reactor. In the reactor the exothermic adsorption takes place and the air is heated up to the adsorption temperature. Via the airflow the heat of adsorption is transported to the air to oil heat exchanger which is located directly downstream of the reactor. The air is then passed through the air to air heat exchanger to preheat the incoming air and then released to the ambient.

The following measured values are determined (cf. figure 3):

- T_{amb}, x_{amb} : ambient temperature and water content of the air
- $T_{f,0}, T_{f,1}, T_{f,1'}$: supply air temperature, discharge air temperature in front and behind the air to air heat exchanger
- $T_{R,0}, T_{R,1}, T_{R,2}, T_{R,3}$: temperature inside of the reactor (center) at $L = 0 \text{ mm}, 10 \text{ mm}, 35 \text{ mm}, 80 \text{ mm}$
- $x_{f,0}, x_{f,1}$: water content of the supply and discharge air
- \dot{m}_f : mass flow rate of the air
- \dot{Q}_{hx} : thermal power transmitted in the air to oil heat exchanger (calculated)

During adsorption, the air was drawn from the ambient at a temperature of $21 \text{ }^\circ\text{C}$ with a relative humidity of 45 % (water content of 7.0 g/kg). The air flow in the system was set to a mass flow rate of 125 kg/h . The zeolite filled in the reactor was previously dried in an oven at $180 \text{ }^\circ\text{C}$ (water vapour content of the air of 7.8 g/kg) and then cooled down to ambient temperature in a hermetically sealed container. A temperature of $180 \text{ }^\circ\text{C}$ was chosen for zeolite drying as this temperature level can be provided by high performance solar collectors with comparatively high efficiency. The thermal oil temperature in the oil circuit is controlled by a thermostat to a constant temperature of $30 \text{ }^\circ\text{C}$ (at the heat exchanger inlet).

In figure 4 the temperatures and the water content of the air flow measured during the adsorption experiment are depicted.

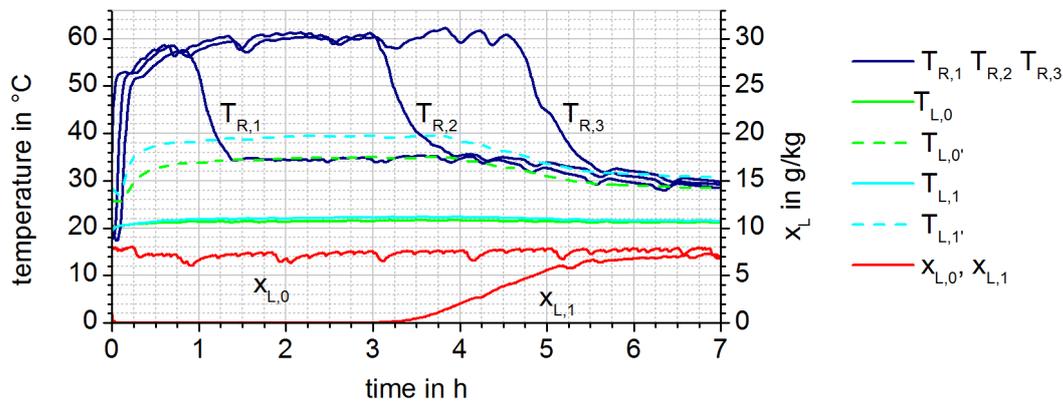


Figure 4: Experimental results of the adsorption experiment performed with the prototype of the external reactor design: temperature measured inside the fixed bed reactor and at different positions in the test rig; water vapour content of the supply and discharge air.

The adsorption front moving through the reactor can be clearly seen by the temperature increase and decrease at the axial distributed temperature sensors inside of the reactor. A maximum temperature increase of 25 K is obtained, corresponding to a thermal power of 860 W. After one hour of adsorption the temperature in the first measuring plane, after 3 and 4.7 hours in measuring plane 2 and 3 start to decrease. After 5.5 hours the adsorption is completed.

A thermal power of approximately 500 W is transferred to the oil circuit in the air to water heat exchanger. This is 60 % of the thermal power released inside of the reactor. An insufficient heat insulation of the reactor is the main reason for this comparatively low value.

For the desorption experiments, the air flow in the test rig is reversed (see figure 5). To reduce the air humidity of the air flow, the ambient air is first flowing through an air drying unit, a fixed bed of dry zeolites. In the air to air and air to oil heat exchanger the air is then heated up to the regeneration temperature of 130 °C and finally entering the reactor.

In figure 5 the temperature (left) and water content (right) of the air flow measured during the experiment is depicted. The desorption is first performed without drying the incoming air (relative humidity of 50 % at 20 °C). As soon as the temperature inside the reactor increases water vapour is released from the material and transported out of the reactor via the air flow. The air humidity of the exhaust air is increasing rapidly. After one hour the air humidity is decreasing and, after five hours, reaching the air humidity of the incoming air. The material regeneration is completed and the temperature inside the fixed bed has reached the desorption temperature of 130 °C.

After five hours of desorption, the air drying unit has been activated. Immediately, the air humidity of the incoming air practically drops to zero whereas the air humidity of the exhaust air only decreases to approximately 4 g/kg. At the same time, the temperature in the fixed bed decreases by 15 K. This is resulting from a renewed desorption. With increasing time, the air humidity of the exhaust air is continuously decreasing and, after 11 hour approaching the value of the incoming, dried air.

During the regeneration, the material in the air drying unit has been replaced after 6.5 and 9 hours. Reason for the material replacement was an increase in the humidity of the air flow after the air drying unit.

After completion of material regeneration, four material samples have been taken from the fixed bed, weighted and then dried in an oven at 180 °C (ambient humidity). The relative

difference in mass between the oven drying and the material regeneration in the reactor at 130 °C was less than +/- 1 %.

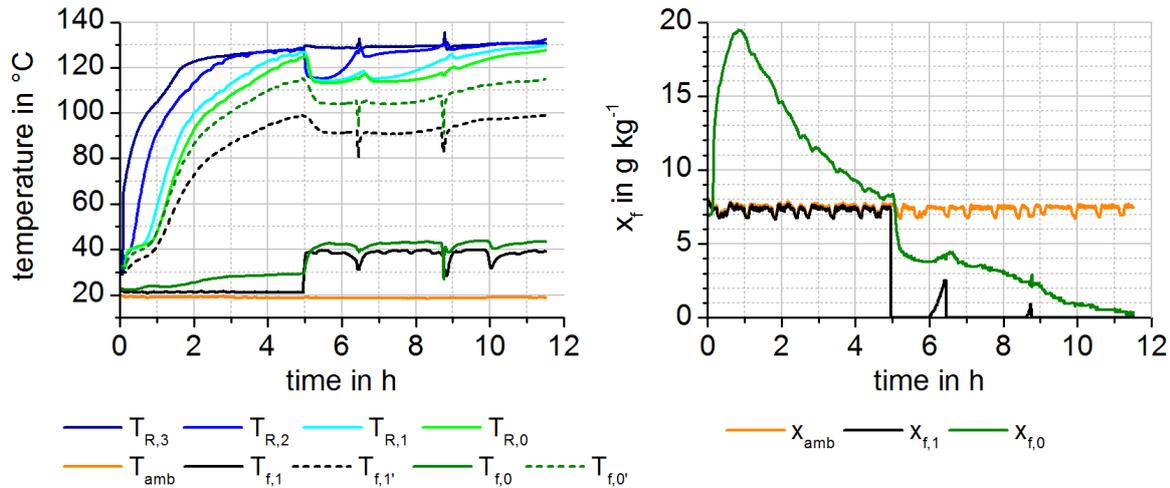


Figure 5: Experimental results of the desorption experiment performed with the prototype of the external reactor design: temperature measured inside the fixed bed reactor and at different positions in the test rig (left); water vapour content of the supply and discharge air (right).

The adsorption and desorption experiments have proven a high thermal performance of the external reactor design. Furthermore, it has been demonstrated that a material regeneration at 130 °C is possible by maintaining the same degree of dryness compared to a 180 °C regeneration (at ambient humidity). Especially for solar thermal applications this offers great advantages concerning collector efficiency and system integration.

4.2 Material transport

A material transport is associated with mechanical stress on the material. Experimental investigations have been performed to get information on abrasion and frictional wear of the material during transport.

To investigate the mechanical stability of the material during transport, the storage material (beads of zeolite 4A and binderfree 13X, size 1.6 – 2.5 mm, Chemiewerk Bad Köstritz) was transported from the reactor to a material reservoir and vice versa via a vacuum conveyor (transport length of approximately 2 m). In total, twenty transport cycles have been performed. After these cycles the fine fraction of the material (< 500 μm) was separated from the coarse section. The total abrasion (mass fraction of the fine material) was less than 1 % by weight.

Further experiments are on-going to compare these results to a material transport using a screw conveyor. In addition, the electrical power consumption for the material transport is a central object of analysis.

5 Thermal performance of the thermo-chemical energy store

Within the CWS-project, annual system simulations have been performed with TRNSYS to analyse the overall system performance of a thermochemical energy store integrated in a solar thermal combisystem [3]. The simulations have revealed the great advantage of the thermochemical energy store over a hot water stores. To get the same thermal performance, a

significant reduction not only in storage size but also in collector area is possible. To give an example:

In a low energy building (annual heat demand for heating and hot water preparation of 7500 kWh) a solar thermal combisystem of 27 m² collector area and of 8 m³ of storage volume is required to obtain a solar fraction of 75 %. An energy storage density of the storage material of 250 kWh/m³ is assumed. This value has already been measured in lab scale experiments with a composite of a carrier matrix and magnesium sulphate [13].

A significant bigger system size is required for a solar thermal combisystem with a hot water buffer store. To get the same solar fraction of 75 % a collector area of 43 m² and a buffer store of 15 m³ is needed.

6 Outlook

Thermal energy storage is a key element for the achievement of the EU target and the energy turnaround. Together with electrical energy storage system, they will play an important role in the future energy production and energy supply. Especially for decentralized heating system TCES offer the opportunity to significantly increase the overall system efficiency of the heating system and to cut fossil energy demand for heating of buildings.

Intelligent and innovative system concepts are required to allow an easy, subsequent integration in already existing heating systems. A profound understanding of the adsorption/hydration process of composite materials is needed to allow a targeted material development and to further increase the energy storage density, the thermal performance and the thermal and mechanical stability.

Both, system development and material research are central elements of the EnErChem project. First project results from the CWS and EnErChem project already show the great advantage and high potential of TCES for heating systems. The next steps are a further enhancement of the system components and of the storage material. In 2014, a first demonstration plant of a TCES will be built and integrated in a heating system to demonstrate and prove the technical feasibility of thermochemical energy storage.

7 References

- [1] EASE/EERA. Joint EASE/EERA recommendations for a European Energy Storage Technology Development Roadmap towards 2030; 2013.
- [2] ESTTP. Solar Heating and Cooling for a Sustainable Energy Future in Europe. Brussel (Belgium); 2009.
- [3] Kerskes H, Mette B, Bertsch F, Asenbeck S, Drück H. Chemical energy storage using reversible solid/gas-reactions (CWS) – results of the research project. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012) 2012;30(0):294–304.
- [4] Mette B, Kerskes H, Drück H, Müller-Steinhagen H. New highly efficient regeneration process for thermochemical energy storage. Applied Energy 2013;109(0):352–9.
- [5] Jänchen J, Ackermann D, Weiler E, Stach H, Brösicke W. Calorimetric investigation on zeolites, AlPO₄'s and CaCl₂ impregnated attapulgite for thermochemical storage of heat. Thermochimica Acta 2005;434(1–2):37–41.

- [6] Ehrenmann J, Henninger SK, Janiak C. Water Adsorption Characteristics of MIL-101 for Heat-Transformation Applications of MOFs. *Eur. J. Inorg. Chem.* 2011;2011(4):471–4.
- [7] Henninger SK, Habib HA, Janiak C. MOFs as Adsorbents for Low Temperature Heating and Cooling Applications. *J. Am. Chem. Soc.* 2009;131(8):2776–7.
- [8] Hongois S, Kuznik F, Stevens P, Roux J. Development and characterisation of a new MgSO₄-zeolite composite for long-term thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2011;95:1831–7.
- [9] Kerskes H, Mette B, Drück H. Thermochemische Energiespeicherung mittels Feststoff-Gasreaktionen für Niedertemperaturanwendungen. In: 9th International Symposium on the Characterisation of Porous Solids - COPS 9; 2011.
- [10] Kerskes H, Mette B, Drück H, Gläser R, Möller A. Zeolite/salt composite materials as thermo-chemical energy. In: Achema, editor. *ACHEMA 2012 - World Exhibition Congress on Chemical Engineering, Environmental Protection and Biotechnology Support*; 2012.
- [11] Posern K. Untersuchungen von Magnesiumsulfat-Hydraten und Sulfat/Chlorid-Mischungen für die Eignung als Aktivstoff in Kompositmaterialien für die thermochemische Wärmespeicherung. Dissertation. Weimar; 2012.
- [12] Aristov YI, Glaznev IS, Freni A, Restuccia G. Kinetics of water sorption on SWS-1L (calcium chloride confined to mesoporous silica gel): Influence of grain size and temperature. *Chemical Physics Letters* 2006;61(5):1453–8.
- [13] Zondag H, Kikkert B, Smeding S, Boer R de, Bakker M. Prototype thermochemical heat storage with open reactor system. In: Innostock, editor. *Proceedings of Innostock 2012, 12th International Conference on Energy Storage*; 2012.

Temperaturentwicklung im und um den Erdsonden- Wärmespeicher in Crailsheim

Dr.-Ing. Janet Nußbicker-Lux, Dr.-Ing. Dan Bauer, Dr.-Ing. Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: (0049 -711) 685 63239, Fax: (0049 -711) 685 63503
E-Mail: nussbicker@itw.uni-stuttgart.de, Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

In Crailsheim ist auf einem ehemaligen Kasernengelände die bisher größte Anlage zur solaren Nahwärmeversorgung in Deutschland realisiert worden. Die Anlage versorgt derzeit etwa 250 Wohneinheiten sowie eine Schule und Sporthalle mit Wärme. Ende des Jahres 2012 bestand die Anlage aus 7 410 m² Kollektorfläche (Apertur), einem 39 000 m³ großen Erdsonden-Wärmespeicher, zwei Pufferspeichern und einer Kompressions-Wärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 80 kW. Die solare Nahwärmeversorgung ist auf einen solaren Deckungsanteil von 50 %, bezogen auf den Wärmebedarf für Raumheizung und Trinkwarmwasser, ausgelegt, s. [1].

In diesem Beitrag wird die Anlage unter besonderer Berücksichtigung des Erdsonden-Wärmespeichers beschrieben. Des Weiteren werden Messwerte zum Gesamtsystem und zum Erdsonden-Wärmespeicher sowie die Ergebnisse von Simulationen vorgestellt und diskutiert.

2. Anlagenbeschreibung

Gesamtanlage

Die solare Nahwärmeversorgung ist in zwei miteinander verbundene Anlagenteile aufgeteilt, siehe Abb. 1. An den 1. Anlagenteil sind 2 492 m² Kollektorfläche angeschlossen. Des Weiteren besteht der 1. Anlagenteil aus einem 100 m³ Pufferspeicher (1) und einer Heizzentrale, an die das Nahwärmenetz Hirtenwiesen II (HW II) sowie die Fernwärme, die als Nachheizung dient, angeschlossen sind. Der 2. Anlagenteil wird im Hinblick auf die Wärmespeicherung überwiegend saisonal betrieben und besteht aus 4 918 m² Kollektorfläche auf zwei Lärmschutzwällen, einem 480 m³ Pufferspeicher (2), einem Erdsonden-Wärmespeicher (ESWSP) sowie einer Kompressions-Wärmepumpe (WP). Der Pufferspeicher 2 (PS2) wird benötigt,

da die maximale thermische Leistung der Kollektoren höher ist, als die maximale Beladeleistung des ESWSP. Mit dem PS 2 kann die solare Wärme kontinuierlich und unabhängig von der solaren Wärmeleistung in den ESWSP eingespeichert werden. Die WP ist hydraulisch zwischen den beiden Pufferspeichern eingebunden, da hierdurch die Effizienz der Kollektorfelder und damit der solare Nutzwärmeertrag durch die Absenkung des Temperaturniveaus im PS2 erhöht werden. Außerdem kann die Wärmepumpe dann verdampfer- und kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten, wodurch lange Laufzeiten in effektiven Betriebspunkten ermöglicht werden. Durch die Wärmepumpe wird die effektiv nutzbare Wärmekapazität des ESWSP gesteigert und die Wärmeverluste des ESWSP werden durch eine Absenkung der Speichertemperaturen verringert.

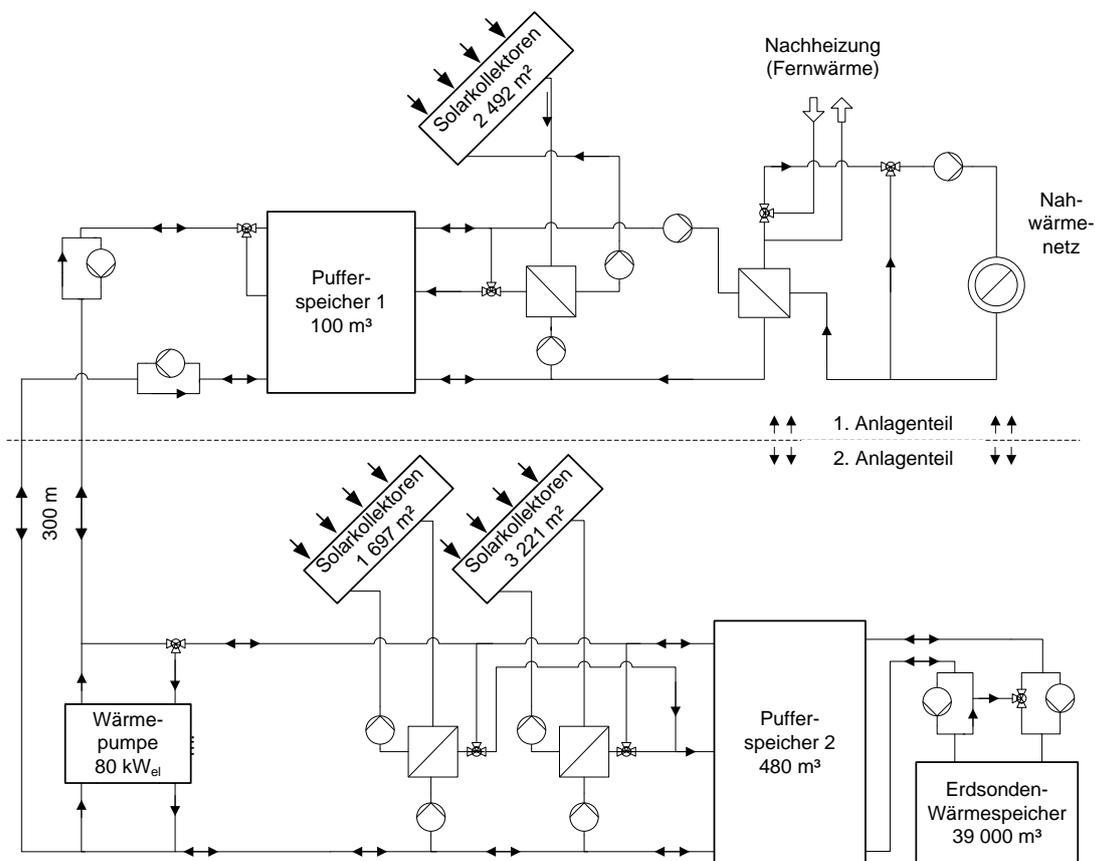


Abb.1: Schema der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

Erdsonden-Wärmespeicher

Der ESWSP wird als saisonaler Wärmespeicher genutzt, indem die solare Wärme direkt im Erdreich gespeichert wird. Das Volumen des ESWSP wird von 80 Doppel-U-Rohr-Sonden (EWS) erschlossen. Diese bestehen aus PE-Xa mit den Dimensionen (4 x 32 x 2,9) mm. Die Bohrlöcher der EWS wurden im oberen Bereich mit einem gering wärmeleitenden Material ($\lambda = 0,12 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) [7] verfüllt und die Länge der

EWS wurde auf 55 m begrenzt, da während der hydrogeologischen Voruntersuchungen strömendes Grundwasser (GW) sowohl einige Meter unter der GOK als auch ab einer Tiefe von ca. 60 m angetroffen wurde. Der thermisch aktive Teil der Erdwärmesonden von ca. 4 m bis 55 m Tiefe wurde mit einem Verfüllmaterial mit einer Wärmeleitfähigkeit von etwa $2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ von unten nach oben verpresst.

Das Sondenfeld wurde zur hydraulischen Anbindung in vier gleiche Sektoren unterteilt und die Anbindung der EWS erfolgt in einem zentralen Schacht. Von dort aus werden jeweils zwei EWS seriell durchflossen. Zur Beladung wird zuerst eine innere EWS durchflossen und dann eine in Reihe geschaltete äußere EWS. Eine detaillierte Beschreibung des Speicheraufbaus ist [1] und [7] zu entnehmen.

Messtechnik

Zur Anlagenregelung und für wissenschaftliche Untersuchungen wird das Temperaturprofil des ESWSP in Intervallen von 30 s gemessen. Es sind insgesamt 83 Temperatursensoren an neun Messlanzen, siehe Abb. 3, in verschiedenen Tiefen (oberhalb der Wärmedämmung bis in 80 m Tiefe) installiert. Um der erwarteten asymmetrischen Ausbreitung der Wärme infolge des Grundwasserflusses Rechnung zu tragen, wurden sieben Messlanzen in einer Reihe parallel zum Grundwasserfluss im Oberen Muschelkalk (ab 60 m Tiefe) installiert. Zusätzlich zu den Messlanzen wird die Grundwassertemperatur am Bohrpunkt C (in 50 m Tiefe) sowie an einer Messstelle ca. 100 m in Grundwasser-Abstromrichtung gemessen.

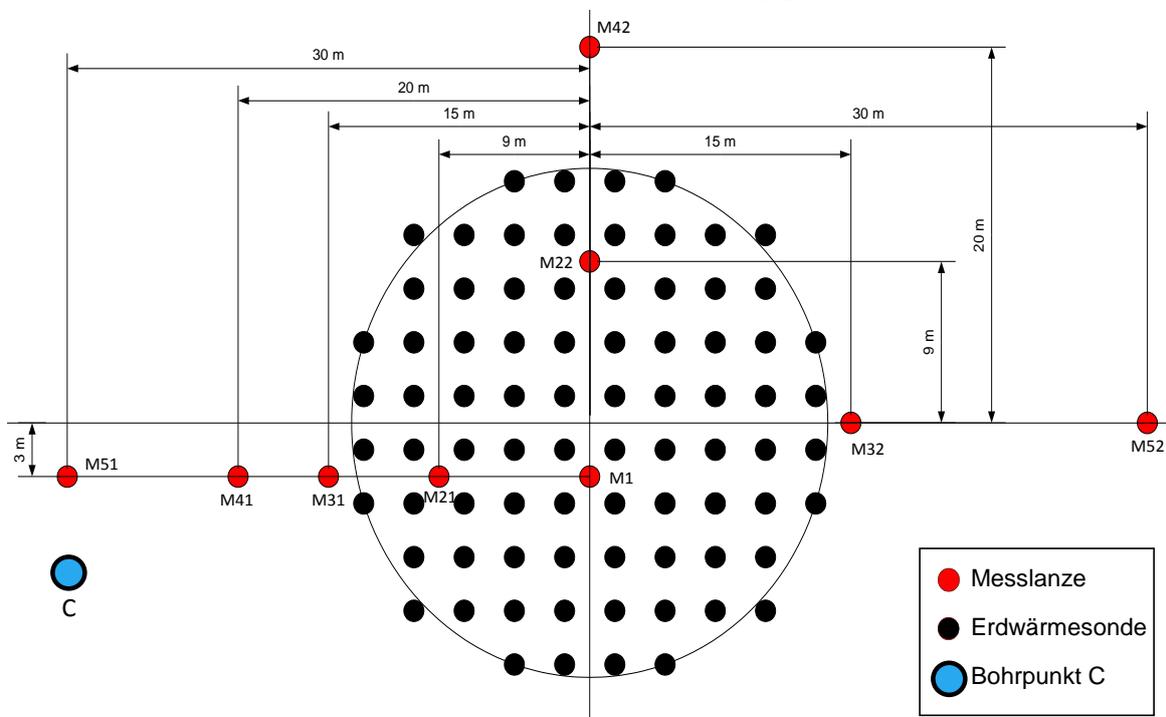


Abb. 2: Positionen der Erdwärmesonden, der neun Messlanzen sowie des Bohrpunktes C

3. Messergebnisse

Gesamtsystem

In Tabelle 1 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung angegeben, siehe auch [2], [3]. Die Kollektorfläche wurde von 1 559 m² (2008) auf 7 410 m² (2011) ausgebaut und die solare Wärmelieferung konnte von 570 MWh (2008) auf 2 337 MWh (2011) gesteigert werden. Obwohl die Kollektorfläche erst im Laufe des Jahres 2011 vollständig in Betrieb genommen wurde, lag die solare Wärmelieferung nur knapp unter dem geplanten Wert von 2 699 MWh/a. Die ins Netz HW II gelieferte solare Nutzwärme betrug 1 342 MWh, da ein Teil der Kollektoren erst im Jahr 2011 installiert und in Betrieb genommen und der ESWSP noch nicht entladen wurde.

Die ins Netz HW II gelieferte Wärmemenge betrug zwischen 2 990 MWh (2008) und 4 068 MWh (2010). Damit wurde die geplante Wärmemenge von 4 100 MWh/a im Jahr 2010 fast erreicht. Im Jahr 2011 war die ins Netz gelieferte Wärmemenge mit 3 750 MWh wieder niedriger, da weniger Wärme für Bauheizungen benötigt wurde und einige Optimierungsmaßnahmen durchgeführt wurden. Der Nachheizbedarf (Fernwärme) betrug zwischen 3 197 MWh (2010) und 2 407 MWh (2011). Dieser Anteil wird zukünftig sinken, wenn der ESWSP entladen wird.

Die geplante Beladewärmemenge des ESWSP beträgt 1 135 MWh/a und wurde noch nicht erreicht, da die Kollektorfläche bis 2011 noch nicht vollständig in Betrieb war und der ESWSP erst ab 2012 entladen wurde (der ESWSP war zu Beginn der Beladung 2010/11/12 noch vom Vorjahr warm).

Im Jahr 2011 konnte bereits ein solarer Deckungsanteil von 35,8 % erreicht werden, obwohl die Anlage noch nicht vollständig im Betrieb war. Für 2012 wird kein Wert angegeben, da die Daten noch nicht für das gesamte Betriebsjahr vorliegen.

Tab. 1: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

		2008	2009	2010	2011	2012 (bis 30.09.)
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	1 559	5 714	5 714	7 410	7 410
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	570	1 735	1 785	2 337	2 500
Solare Nutzwärme in HW II	MWh	483	673	864	1 342	1 435
Wärmemenge „Gesamt ins Netz II“	MWh	2 990	3 497	4 068	3 750	2 955
Wärmelieferung durch Fernwärme	MWh	2 530	2 832	3 197	2 407	1 494
Beladewärmemenge ESWSP	MWh	-	849	779	781	687
Entladewärmemenge ESWSP	MWh	-	-	-	-	87
Solarer Deckungsanteil ohne saisonale Wärmespeicherung	%	16,2	19,3	21,2	35,8	keine Angabe

Erdsonden-Wärmespeicher

In Abb. 3 sind die monatlichen Beladewärmemengen sowie die Temperaturen in der Speichermitte, im äußeren Speicherbereich sowie am Speicherrand in einer Tiefe von 40 m bzw. 30 m aufgetragen. Die Beladewärmemenge ist in den Frühjahr-/ Sommermonaten am höchsten. Sie ist abhängig von der solaren Einstrahlung, dem im ESWSP vorhandenen Temperaturniveau und dem Wärmebedarf im Nahwärmenetz. In den Jahren 2010/2011 konnte der ESWSP noch nicht entladen werden, da das Temperaturniveau im ESWSP für eine direkte Entladung nicht ausreichte und die Wärmepumpe noch nicht installiert war.

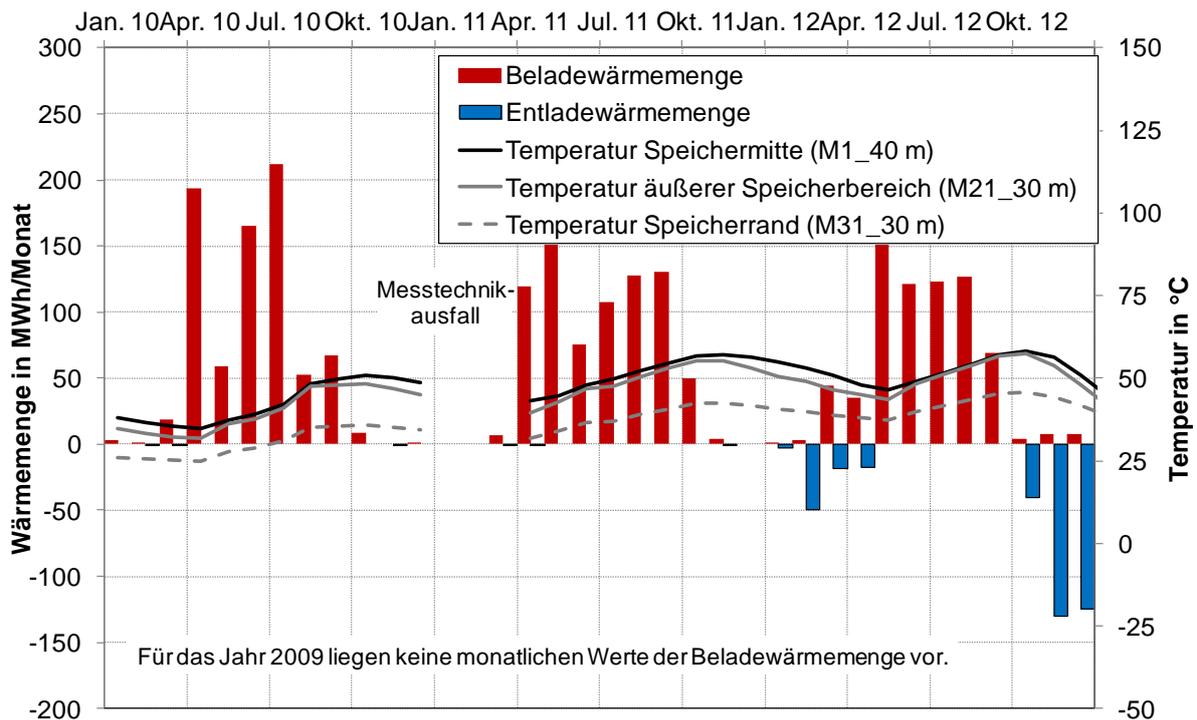


Abb. 3: Monatliche Be-/Entladewärmemengen sowie Temperaturen im und um den ESWSP

In Abb. 4 sind die Temperaturen im und um den ESWSP seit Betriebsbeginn aufgetragen. Ausgehend von einer ungestörten Untergrundtemperatur von ca. 12 °C wurde der ESWSP seit nunmehr vier Jahren erwärmt und hat im Oktober 2012 mit 58 °C die bisher höchste Temperatur (Speichermitte) erreicht. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen an den Messlanzen M31 und M41 schneller steigen bzw. höhere Werte erreichen als an den Messlanzen M32 bzw. M42. Dies deutet auf einen Grundwasserfluss hin, kann aber auch durch eine lokal unterschiedliche Bodenbeschaffenheit verursacht sein. Die Temperaturen an den Messlanzen (M51, M52) in 30 m Entfernung von der Speichermitte sowie am Bohrpunkt C sind bisher nur gering gestiegen und in 100 m Entfernung an der Grundwasser-Messstelle GWM1 konnte noch keine Temperaturveränderung festgestellt werden.

Da der ESWSP in den Jahren 2009 bis 2011 nicht entladen wurde, ist das Absinken der Temperaturen im Speicher und in unmittelbarer Speicherumgebung auf Wärmeverluste des ESWSP an die Umgebung zurückzuführen. Die Temperaturen sind im Ruhezustand, d. h. in Phasen ohne Be-/Entladung, um 1 bis 2 Kelvin pro Monat (Mittelwert M1, M21, M22) gesunken; damit sind die Wärmeverluste als verhältnismäßig gering einzustufen.

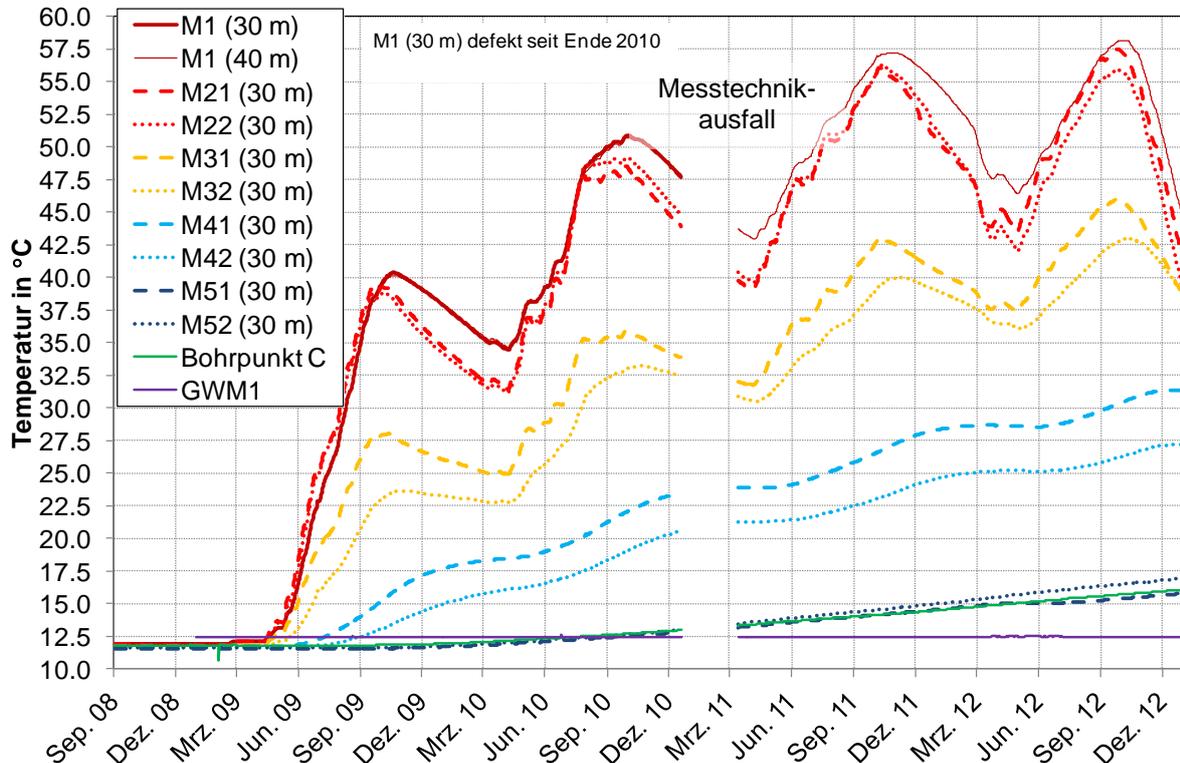


Abb. 4: Temperaturen im und um den Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim

4. Simulation des Erdsonden-Wärmespeichers

Das thermische Verhalten des Erdsonden-Wärmespeichers wurde mit TRNSYS [4] und dem Superposition Borehole Model (SBM) [5], [6] nachgebildet, um darauf aufbauend Simulationen des Gesamtsystems durchführen zu können. In der Simulation des ESWSP wurden die Positionen der EWS entsprechend des realisierten Speichers festgelegt und es wurden in vertikaler Richtung fünf Schichten definiert, um die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität der verschiedenen Bodenschichten und der Wärmedämmung berücksichtigen zu können. Aufgrund von Messtechnikausfällen konnten keine gemessenen Volumenströme und Temperaturen für die Simulation verwendet werden. Stattdessen wurde auf die in den Jahren 2009 bis 2011 gemessene Wärmemenge zurückgegriffen und es wurden daraus für einen festgelegten Zeitraum konstante Beladetemperaturen

und Volumenströme abgeleitet. Am Ende der Simulation wurde das Temperaturprofil abgespeichert und kann somit als Starttemperaturprofil zur Simulation des Gesamtsystems genutzt werden.

In Abb. 5 ist das simulierte vertikale Temperaturprofil für eine Speicherhälfte dargestellt. Der Speicher wurde in der Simulation in vier symmetrische Abschnitte eingeteilt, unterschiedliche hydraulische Durchlässigkeiten oder unterschiedliche Stoffeigenschaften in horizontaler Richtung können durch das Simulationsmodell nicht berücksichtigt werden. Die Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen ist für den beabsichtigten Zweck (Starttemperaturfeld für die Gesamtsimulation) ausreichend und aufgrund der Messtechnikausfälle ist eine genauere Simulation ohnehin nicht möglich. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen betragen am Simulationsende (31.12.2011) an der Messlanze M1 ca. 1 bis 2,5 Kelvin und an den Messlanzen M31 und M32 ca. 3 bis 6 Kelvin, wobei die Abweichungen an M31 größer sind als an M32, da sich die Wärme in der Realität nicht radialsymmetrisch ausbreitet, siehe Abschnitt Messergebnisse.

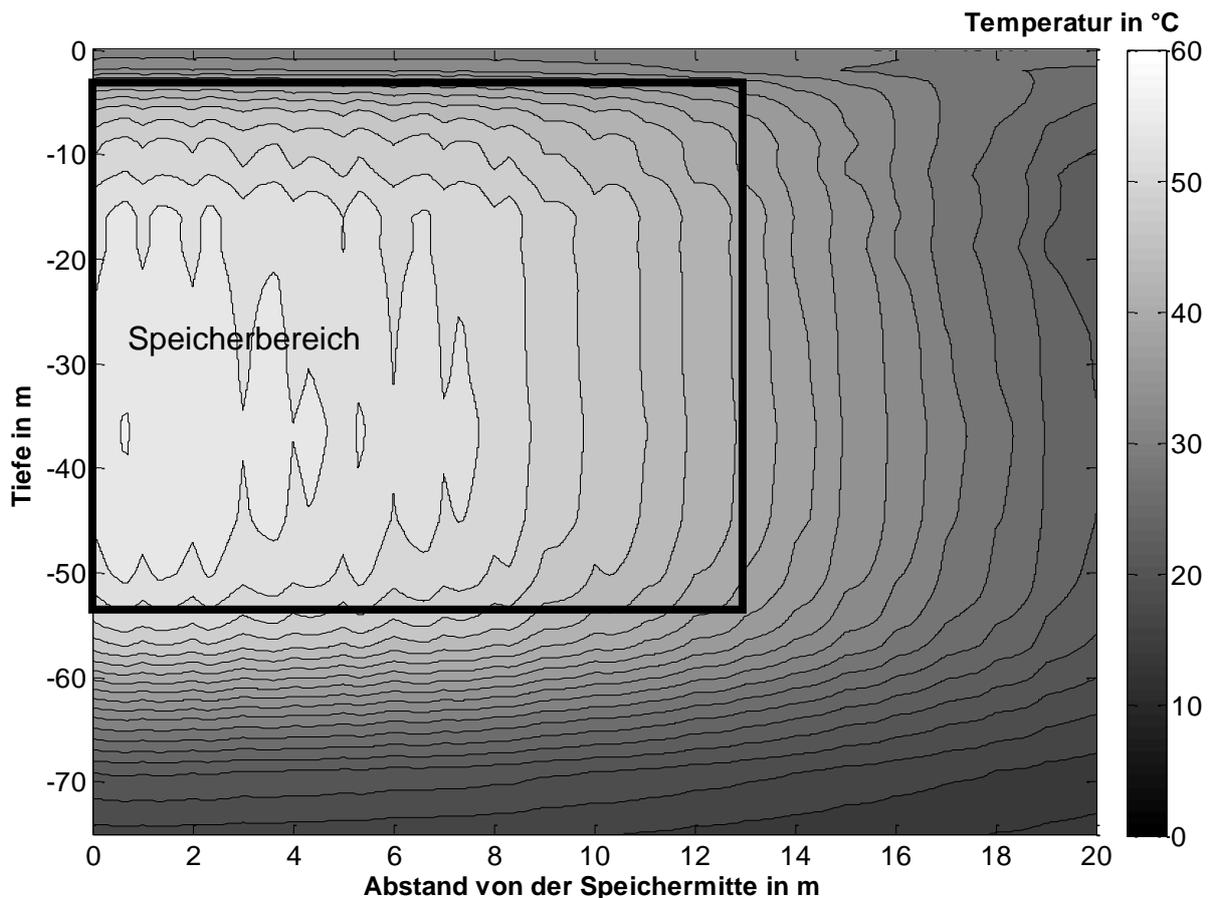


Abb. 5: Simuliertes vertikales Temperaturprofil im ESWSP (Speicherhälfte) Ende 2011

5. Zusammenfassung

Der im Jahr 2008 errichtete ESWSP wurde in den ersten vier Betriebsjahren auf eine Maximaltemperatur von 58 °C (Oktober 2012) erwärmt. Im Frühjahr 2012 konnte der ESWSP nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe erstmals entladen werden, allerdings war die Entladewärmemenge im Herbst / Winter 2012 aufgrund der milden Temperaturen relativ gering. Im Jahr 2011 wurde noch ohne die Nutzung saisonal gespeicherter Solarwärme ein solarer Deckungsanteil von 35,8 % erreicht. Es ist zu erwarten, dass nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe im Frühjahr 2012 der geplante solare Deckungsanteil von 50 % erreicht wird.

6. Literatur

- [1] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthalookaran, V.; Raab, S.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.
- [2] Bauer, D.; Drück, H.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.: Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2013.
- [3] Nußbicker-Lux, J.; Drück, H.: Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m² Kollektorfläche, OTTI – 22. Symposium Thermische Solarenergie Kloster Banz, 09.-11.05.2012.
- [4] Klein, S. A.; et al: A Transient System Simulation Program (TRNSYS), Version 17, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison, 2009.
- [5] Eskilson, P.: Superposition Borehole Model, Manual for Computer Code, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Schweden, 1986.
- [6] Holst, S.: Type 146 TRNSBM – Modified Version for separate ground layers, TRANSSOLAR, 1997.
- [7] Riegger, M.: Saisonaler Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim, bbr Fachmagazin für Brunnen- und Leitungsbau, 09/2008.

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) unter dem Förderkennzeichen 0329607P aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieses Berichtes liegt bei den Autoren.

Field test results from combined solar thermal and air-source heat pump systems with a special focus on defrosting

Sven Stark^{a*}, Anja Loose^a, Harald Drück^a

^a*Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Solar Thermal Systems (TZS), University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, DE-70550 Stuttgart, Germany*

Abstract

Three different combined solar thermal and air-source heat pump systems for domestic hot water preparation and space heating in single- and multi-family houses in Germany have been monitored since the beginning of 2012. Through these field test investigations component as well as system performances could be characterized and it was possible to identify errors regarding installation and control of the multiple operation modes. A particular attention was paid to the energetic effort and drop in thermal efficiency due to frosting and defrosting of the heat pump's evaporator. Furthermore, some of the descriptive parameters in the defrosting process (e.g. amount of energy required, work cycle between two defrosting modes) have been put in relation to the prevalent outdoor conditions (temperature, relative humidity). From this analysis the effectiveness of the applied defrosting strategy could be estimated, i.e. to which extent defrosting operation was initiated at the ideal point of time to be needed.

© 2014 The Authors. Published by Elsevier Ltd.

Selection and peer review by the scientific conference committee of SHC 2013 under responsibility of PSE AG.

Keywords: combined solar thermal and heat pump system; monitoring data; air-source heat pump; frosting; defrosting

1. Introduction

Potentially, the combination of solar thermal and heat pump technology for the purpose of space heating and domestic hot water preparation can lead to an increase of efficiency for both key components. For the heat pump this is due to the enhanced source temperature, while for the solar collector the possible operation at lower temperature levels than usual will lead to increased collector efficiency and additional solar gains. However, the actual surplus of such combined systems very much depends on the interaction of its components and the control strategy of the system's multiple operation modes. Field test results can therefore help scrutinizing the often advertised high system performance factors [1].

The majority of combined solar thermal and heat pump systems can be classified as so-called parallel concepts according to IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 [2]. This means that solar collector and heat pump work independently from one another, which is in contrast to so-called serial concepts (e.g. the solar collector delivers heat to a store, the store in turn is the source for the heat pump) or regenerative concepts (e.g. the collector

* Corresponding author. Tel.: +49-711-685-63253; fax: +49-711-685-63503.

E-mail address: stark@itw.uni-stuttgart.de

regenerates the ground temperature for a ground-source heat pump). With this missing direct interaction between solar collector and heat pump in systems of parallel concept type, there is some question about the factual benefit of such a combined solar thermal and heat pump system.

In the currently completed research project “WPSol” a total of six very different combined solar thermal and heat pump systems for space heating and domestic hot water preparation in single- and multi-family houses have been monitored for a period of about one and a half year. Three of those systems were equipped with an air-source heat pump and can be classified as parallel systems, i.e. while the heat pump is used either directly for space heating or for delivering heat to the store at top or middle position, the solar collector can only deliver heat to the store at bottom position without interaction with the heat pump. However, the three systems differ from each other in the type of backup heating and its integration into the system; that is why operation control of the various heat sources and circuits becomes especially important for such systems regarding component and system performance.

Nomenclature	
a_1	Collector heat loss coefficient [W/(m ² *K)]
a_2	Temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m ² *K ²)]
A2W35	Heat source (air) temperature of 2 °C, heat sink (water) temperature of 35 °C
COP	Coefficient of Performance [-]
EN 14511	European Standard 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
HPP	Heat Pump Programme
IEA	International Energy Agency
$P_{el,HE}$	Electricity consumption for the heating element inside the store [W]
$P_{el,HP}$	Electricity consumption for powering the heat pump [W]
$P_{el,hydr,HP}$	Heat pump part of the electricity consumption for the several pumps [W]
$P_{el,hydr,tot}$	Total hydraulic electricity consumption [W]
$\dot{Q}_{DF,HP}$	Defrosting heat flux taken from the store [W]
\dot{Q}_{DHW}	Heating capacity for domestic hot water preparation [W]
\dot{Q}_{SH}	Total space heating capacity [W]
$\dot{Q}_{SH,HP}$	Heat pump part of space heating capacity (direct heating with heat pump) [W]
$\dot{Q}_{Sto,HP}$	Heat pump part of store charging capacity [W]
SHC	Solar Heating and Cooling Programme
SPF	Seasonal Performance Factor [-]
η_0	zero-loss collector efficiency [-]

Air-source heat pumps usually feature lower seasonal performance factors compared to their ground-source counterparts of equivalent thermal capacity. While on the one hand this is based on the stronger daily and seasonal fluctuations of the source temperature, on the other hand evaporator frosting during winter months causes further drop in thermal efficiency due to additional energetic effort for the necessary defrosting processes. Defrosting is periodically required, because the frost formation on the fins and tubes of the heat pump’s outdoor evaporator leads to a decrease in heat transfer while increasing air flow pressure drop. Therefore, heat must be supplied to the evaporator, for example by the reverse cycle or the hot gas bypass method, to melt the frost on the surface of the evaporator and so to recover its performance.

Aside from the general analysis of the abovementioned three combined solar thermal and heat pump systems (calculation of performance factors, examination of installation errors, assessment of operation control, etc.), this paper will particularly focus on the decrease of air-source heat pump performance on account of frosting and

defrosting processes. For instance, the amount of energy, which was directly used for defrosting operation, was determined for a complete heating period. In a further step, also indirect energetic effort (e.g. during the frosting period) was included into these calculations. Moreover, a correlation between the ambient air parameters decisive for frost buildup (temperature, relative humidity) and defrosting behavior (time of initiation, amount of energy required) was carried out to receive information about the effectiveness of the applied defrosting strategy.

2. System description

As mentioned above, the three monitored systems can be classified as parallel concepts according to the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 categorization. In Subtask A of Task 44 a simple scheme for describing combined solar thermal and heat pump systems, the so-called “square view” energy flow chart, was developed in order to achieve easier comparison of the various systems, which would be difficult when looking at the often very complex hydraulic diagrams [2]. Figures 1a and 1b show these square view charts for two of the three monitored systems, while the third system is similar to that in Figure 1b.

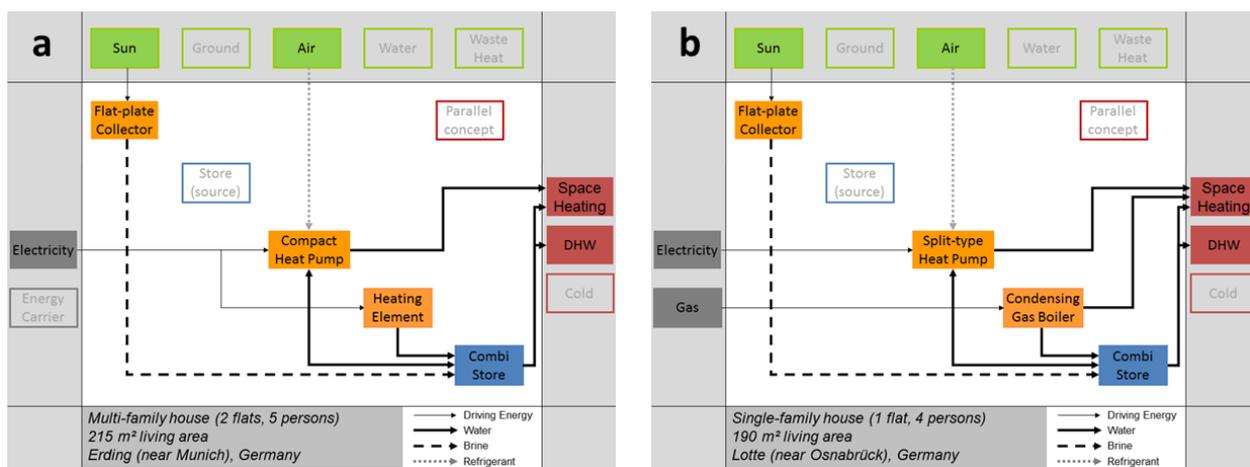


Fig. 1. “Square view” energy flow charts of (a) System #1 and (b) System #2.

At the top of the scheme, the regenerative heat sources from the environment are depicted in green color, in this case solar radiation for the flat-plate collector and ambient air for the air-source heat pump. On the left side, energy carriers that need to be purchased or are traded by the customer enter or leave the system, respectively. As can be seen from the graphics, electricity is required for powering the heat pump and for the backup heating element inside the water storage tank in case of System #1, while for System #2 electricity for the heat pump as well as gas for an additional condensing gas boiler are needed.

Solar heat coming from the flat-plate solar collector is brought into the store via an internal heat exchanger at the bottom of the store. As can be recognized from both schemes, the heat pump can be either directly used for space heating (c.f. useful heat in red color at the outer right bar of the square view chart) or it can deliver heat to the combi store (for System #1 this is possible at two different inlet heights, middle and top position, while for the other systems there is only one inlet at middle position). The combi store in turn also enables space heating by taking heat from the store at middle position. Furthermore, heat from the store is taken for domestic hot water preparation and for defrosting of the heat pump as is illustrated by the double arrow between these components in Figure 1. A cooling mode is implemented in none of the three systems.

At the bottom of the scheme basic information about size, inhabitants and location of the respective residential building is given. The third system, which is not depicted as a figure here, is installed in a multi-family house (2

flats, 4 persons) in Rödinhhausen near Bielefeld (Germany) with a total living area of 210 m². System #3 is provided by the same manufacturer as System #2 and is therefore equipped very similar, which can be recognized by the basic characteristics and standard performance data listed in Table 1. However there is one decisive difference between the two systems, namely the missing condensing gas boiler. As will be shown later with the results, this strongly affects heat pump defrosting behavior, because the thermal load of the heat pump becomes much higher without such a backup heating device.

Table 1. Basic information about the main components of the three monitored systems.

Component	System #1	System #2	System #3
Solar collector			
Type	flat-plate	flat-plate	plate-plate
Aperture area	13.56 m ²	9.95 m ²	12.44 m ²
Efficiency parameters	$\eta_0 = 0.820$	$\eta_0 = 0.748$	$\eta_0 = 0.748$
	$a_1 = 3.821 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$a_1 = 2.960 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$a_1 = 2.960 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
	$a_2 = 0.0108 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^2)$	$a_2 = 0.0145 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^2)$	$a_2 = 0.0145 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^2)$
Heat pump			
Type	air-source (compact type)	air-source (split-type)	air-source (split-type)
Heating capacity (max.)	12.0 kW	14.0 kW	14.0 kW
COP (EN 14511)	3.8 (A2W35)	3.37 (A2W35)	3.37 (A2W35)
Store			
Type	combi store	combi store	combi store
Volume	1000 l	750 l	750 l
Backup heating device			
	electric heating element (inside combi store)	condensing gas boiler (outside combi store)	no backup heating

As given in Table 1, the heat pumps in System #2 and System #3 are of split-type, which means that they consist of an outdoor unit comprising evaporator, compressor and expansion valve, and the indoor-located condenser. In this case, the condenser is part of a special hydraulic module containing and controlling the various circuits between sources (heat pump, gas) and sinks (combi store, space heating). For the more complex System #2 the whole arrangement results in a variety of possible operation modes: direct heating with heat pump, direct heating with gas, charging the store with heat pump, charging the store with gas, defrosting with heat from the store and heating with heat from the store. Solar charging of the store and domestic hot water tapping are two further processes with independent operation from the hydraulic module as well as from one another.

In contrast, System #1 is equipped with a compact heat pump (all parts in one outdoor unit). With this system, the peculiarity lies in the possible charging of the store by the heat pump at two different heights (middle and top position). The defrosting processes are carried out via the middle circuit; however, it was found out during monitoring, that also unintended defrosting via the upper circuit took place. This middle circuit is used for the two heating modes, too (direct heating with heat pump, heat from the store), while tapping and solar store charging are independent of the two heat pump circuits. Finally it must be mentioned that during the monitoring period the heat pump model was exchanged, which somewhat also influenced the whole system.

3. Results

3.1. Component and system performance

Since merely a selected number of the monitoring results can be shown in this chapter, the focus will be put on the Seasonal Performance Factor (SPF) as the most important parameter in this field test analysis. Figure 2 shows the Seasonal Performance factors for both air-source heat pump and the complete system at the example of System #1. As there are some variations concerning the definition of the SPF (for instance, whether electricity for the several pumps is included or not), the SPF calculation as it was applied here, is given in the following two equations:

$$SPF_{Heat\ pump} = \frac{\int(\dot{Q}_{SH,HP} + \dot{Q}_{Sto,HP} - \dot{Q}_{DF,HP}) * dt}{\int(P_{el,HP} + P_{el,hydr,HP}) * dt} \quad (1)$$

$$SPF_{System} = \frac{\int(\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt}{\int(P_{el,HP} + P_{el,hydr,tot} + P_{el,HE}) * dt} \quad (2)$$

In case of Systems #2 and #3 there is no electricity consumption $P_{el,HE}$ for the heating element, while for System #2 the gas consumption must be added to the effort in the SPF_{System} calculation.

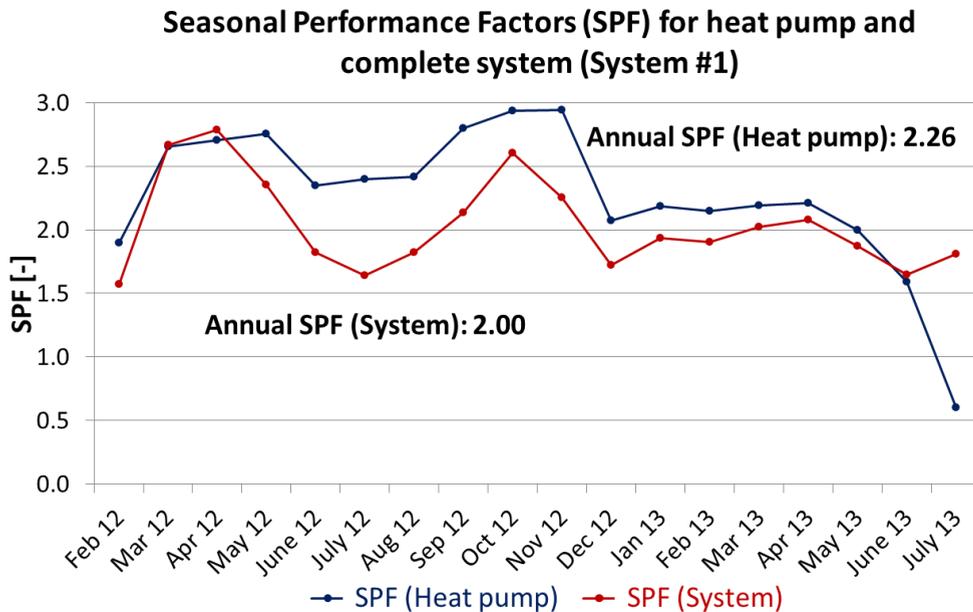


Fig. 2. Characterization of heat pump and system performance by means of the SPF for System #1 for the whole monitoring period.

The given average Seasonal Performance Factors of 2.26 for the air-source heat pump and 2.00 for the complete System #1 illustrate that still a number of challenges need to be faced for improving such a system's operation. The data for the other systems confirm this point of view, for instance System #2 showed even worse performance: especially its heat pump regularly yields a monthly performance factor between 1 and 2. One reason for the generally dissatisfying performance of the three systems can be discovered in diverse installation and loop control errors, for example: in Systems #2 and #3 defective non-return valves led to frequent warm water circulation and thus to distinct heat losses and loss of the thermal stratification in the combi store; with System #3 similar circulation in

the loops between heat pump and store could be determined; the circulation pump for the solar thermal part in Systems #1 and #3 features unusually high electricity consumption, in some months for System #3 this power consumption even exceeds solar heat input.

Furthermore it must be stated that not only the air-source heat pumps exhibit low performance data, but also the solar collectors' yields must be assessed as amendable. While for System #3 the specific collector yield at least accounts for approximately 420 kWh/(m²*a), for the Systems #2 and #3 the values of 250 and 290 kWh/(m²*a), respectively, can really be evaluated as disappointing. As it appears from these monitoring results, such parallel combined solar thermal and air-source heat pump systems require considerable improvement in installation execution and operation control for achieving the aspired surplus of the combination of these two components.

3.2. Number of defrosting processes and associated amounts of energy for one heating period

In Figures 3a and 3b the three monitored systems are compared regarding their monthly numbers of defrosting processes and the corresponding amounts of energy (i.e. heat from the store) required for defrosting during the heating period 2012/13. The total number of defrosting processes and the respective defrosting heat for the whole heating period (including some single defrosting processes in September 2012 and May 2013, which are not shown in Figure 3 on account of a more convenient view) are then given in Figures 4a and 4b.

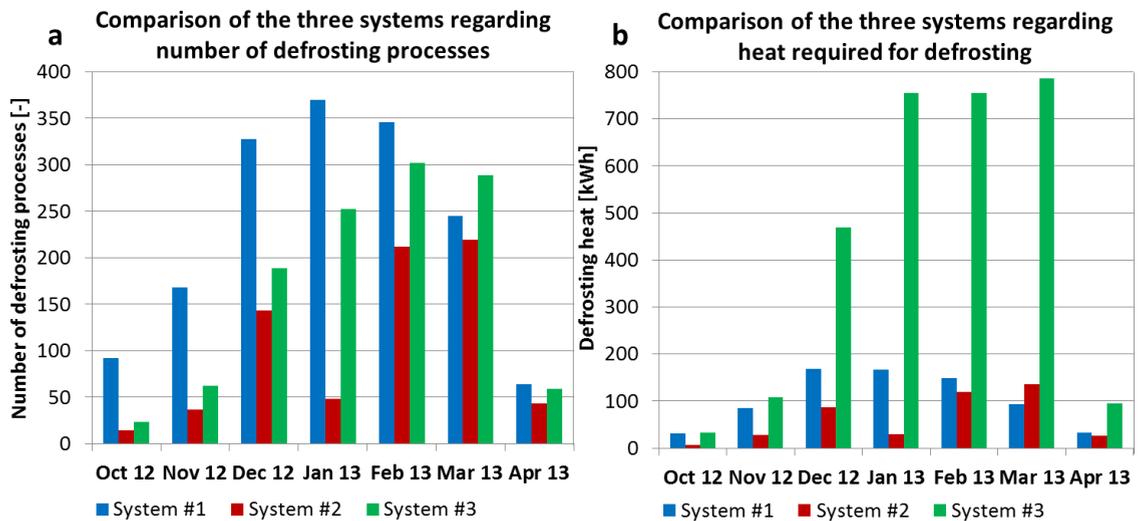


Fig. 3. Monthly distribution of (a) number of defrosting processes and (b) defrosting heat for the three systems in the heating period 2012/13.

The illustrated monthly distribution of defrosting processes and heat complies with the general expectations, namely, that the air-source heat pumps need to be defrosted most frequently during winter months (December until February), while defrosting becomes more seldom in the transition period. The numbers for March 2013 are of similar magnitude like the data for the winter months due to this year's low temperatures until that time.

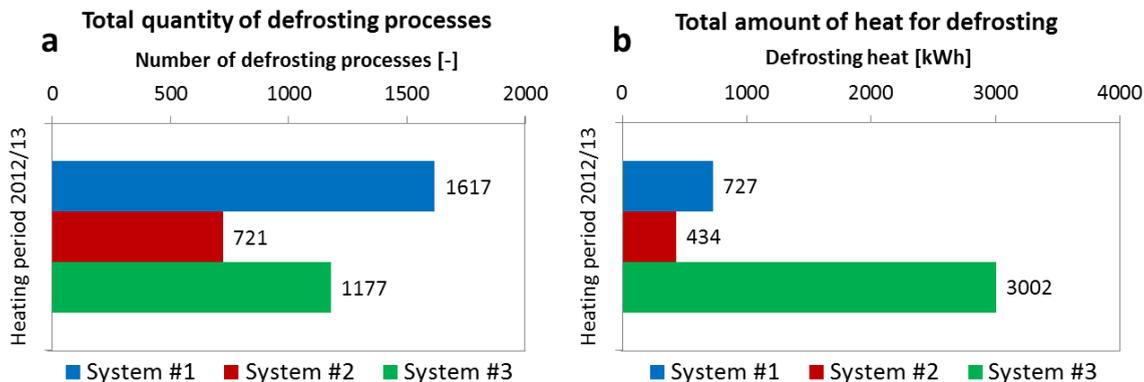


Fig. 4. (a) Total number of defrosting processes and (b) total defrosting heat for the three systems in the heating period 2012/13.

When comparing Figures 4a and 4b, two noticeable issues can be observed:

- (1) System #3 does not feature the highest number of defrosting processes, but the required amount of heat for defrosting exceeds the values of the other systems by far. The reason for this can be found in defectively high volume flows in the defrosting circuit (around 4-times higher than for System #2), which were obviously not necessary when compared to the similar System #2 equipped with the same heat pump model.
- (2) The air-source heat pump in System #2 shows least defrosting effort, both regarding defrosting processes and heat. This can only partly be due to the outdoor conditions: compared to System #3 the milder climate (warmer and lower relative humidity) would be an explanation, however, relative humidity at the location of System #2 was even higher than for that one of System #1. Rather, the bivalent operation of heat pump and condensing gas boiler is the decisive factor for the results shown above. The condensing gas boiler takes over operation in heating mode at around $-1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, while for the case delivering heat to the store (higher flow temperature), the bivalence level lies at $4.0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Thus, the air-source heat pump features less operating time at outdoor conditions that would necessitate defrosting of its evaporator. That is why such a bivalent operation does not only make sense for air-source heat pumps regarding the decrease of COP with decreasing ambient temperature, but also concerning defrosting effort.

3.3. Total energetic deficiency due to frosting and defrosting

While the amounts of energy for defrosting given in Chapter 3.2 represent the direct energetic effort (i.e. heat from the store) for the necessary melting of the frost layer on the heat pump’s evaporator, the drop in thermal efficiency due to frosting and defrosting is in fact higher because of mainly two effects: (1) a gradual decrease of heating capacity and COP during heating mode on account of the deteriorating heat transfer on the evaporator and (2) a reduced heating capacity and COP in the recovery phase after the actual defrosting process, until non-frosting heating capacity is achieved again (in some cases there is also an idle phase for few minutes following the defrosting process, before heating capacity begins to increase again in the recovery phase).

In order to estimate this overall drop in thermal efficiency of the heat pump beyond the bare defrosting heat from the store, the concept of Wang et al [3] – a comparison of the actual heating capacity to a theoretical heating capacity in a non-frosting operation – was adapted to the field test data of Systems #1 and #2 (the details of this calculation cannot be explained here, but it turned out that for System #3 such a calculation was not meaningful). Figure 5a shows that this bare defrosting heat accounts for only 12.6 % and 13.5 % of the overall energetic effort, respectively, which vice versa means that this total energetic deficiency due to frosting and defrosting is about 8 times higher than

just the amount of heat taken from the heat store. The deterioration of the heat pump’s performance can be seen in Figure 5b: while for System #1 the average reduction of COP according to this more holistic approach of determining frosting and defrosting effects on thermal efficiency amounts to 12.8 %, for System #2 it was considerably higher (26.6 %), which is due to longer defrosting and idle phases where the difference to the theoretical non-frosting heating capacity is largest.

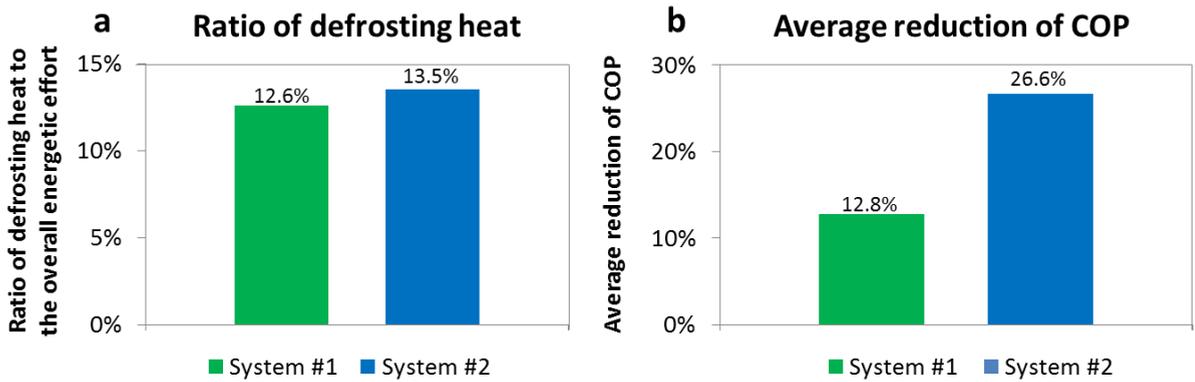


Fig. 5. (a) Ratio of defrosting heat to the overall energetic effort and (b) average reduction of COP due to frosting and defrosting.

As another result of these calculations it was found out, that approximately two thirds of this total energetic deficiency can be addressed to the defrosting process itself, while the other third in about equal parts belongs to the periods of frosting and recovery, respectively.

3.4. Theoretical “solar defrosting”

Generally speaking, “solar defrosting” means, that solar heat is at least partly used for the melting of frost at the heat pump’s evaporator. However, such a method or concept can be of very different character regarding its immediacy.

A very immediate technique would be to bring the solar heat directly to the evaporator, for instance by heating the ambient air for the evaporator up to a temperature where frost melting happens sufficiently fast. As solar irradiation and defrosting necessity will not always match together, it is clear, that solar heat can just partly cover the amount of energy for the defrosting processes. However, when this serial concept is applied generally during winter months, (i.e. the source temperature of the heat pump is increased by solar preheating), this would already mean an indirect defrosting effect concerning two points of consideration: (1) On account of the higher source temperature, the heat pump will more often face ambient air conditions that do not trigger off frost buildup and (2) with frosting conditions the speed of frost formation will probably be reduced because of the higher temperature (and also lower relative humidity), or the further growth of an existing frost layer can be stopped or even reversed, when enough solar heat becomes suddenly available, respectively.

However, in most cases when manufacturers/suppliers of combined solar thermal and air-source heat pump systems mention a possible “solar defrosting”, this expression stands for a much more indirect way of doing this. In parallel systems like the three ones presented here, it means that solar heat (obtained whensoever) is delivered to the store and defrosting is carried out at another time with heat from the store, which thus partly originates from solar gains. In contrast to the aforementioned method, the ratio of solar heat to the total amount of defrosting heat is of rather theoretical nature.

In order to illustrate to which extent a “solar defrosting” would have theoretically been possible, solar gains (i.e. solar input into the store) and defrosting heat are placed side by side in Figure 6a for System #1. In Figure 6b the theoretical ratio of “solar defrosting” is shown on a monthly basis for all the three systems.

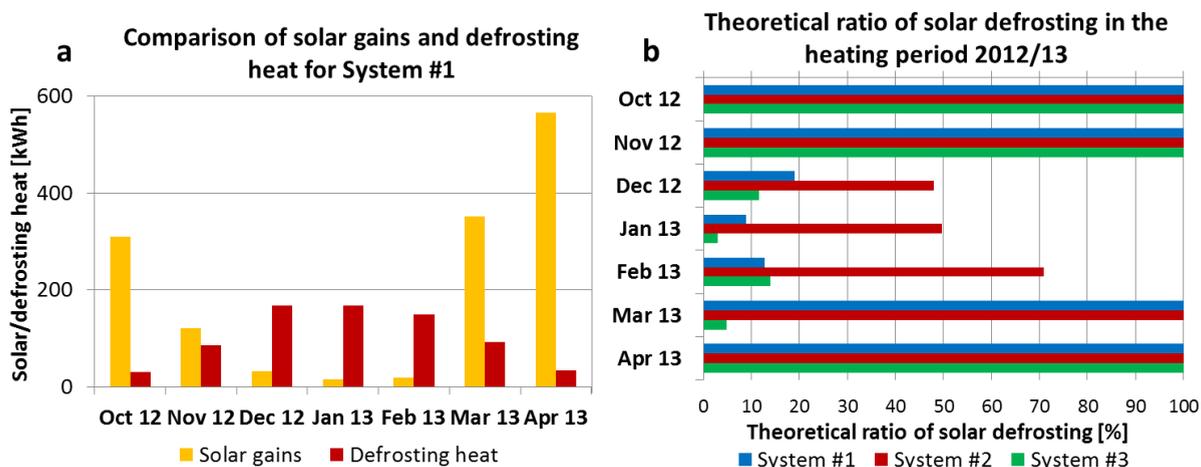


Fig. 6. Comparison of solar gains (solar input into the store) and defrosting heat for System #1 and (b) theoretical ratio of solar defrosting (ratio of solar gains and defrosting heat) for the three systems in the heating period 2012/13.

As can be concluded from Figures 6a and 6b, theoretically, solar gains could completely cover the amount of energy required for defrosting in the transition period. This is simply due to the fact that during this time the solar input into the store still accounts for several hundreds of kilowatt hours per month and thus exceeds the relatively low amounts of defrosting energy (usually < 100 kWh/month). In contrast, this relation becomes shifted during winter months (December until February): when calculating the sums of solar gains and defrosting energies for these three months, the theoretical ratios of “solar defrosting” amount to 13.6 %, 59.7 % and 9.2 % for the Systems #1, #2 and #3, respectively. Considering this theoretical nature of “solar defrosting” and moreover the fact that these ratios do not include heat losses of the store in this notional time delay between solar input and defrosting process (not to mention that solar heat is actually meant to be used also for space heating and domestic hot water preparation), it can be concluded that (1) for systems without bivalent operation of the heat pump “solar defrosting” is in principle negligible during winter months, while (2) for systems with a similar bivalence level like in System #2 a certain percentage of defrosting could be “solar defrosting” (around half of it here in System #2). To put it in a nutshell, the installed collector area would have to be significantly higher to achieve complete “solar defrosting” during a whole heating period.

3.5. Correlation with ambient conditions

Concerning the initiation of defrosting processes, a plenty of different strategies are currently applied. While the simplest concept might be defrosting initiation after a fixed length of time regardless of ambient conditions, more sophisticated methods rely on determining physical quantities that are somehow related to the strength of frosting or directly to the reduction of evaporator heat transfer, respectively. To give just a few examples, outdoor temperature and/or relative humidity, pressure drop across the evaporator, evaporator surface temperature or refrigerant pressure/temperature can be measured for this purpose. The common objective of all these methods is to find the “ideal” point of defrosting initiation, that means: on the one hand defrosting should not already be carried out when only a negligible frost layer has built up that does not really affect the heat transfer of the evaporator; on the other hand defrosting should also not come too late, when heating capacity and COP have been significantly reduced by severe frosting [4].

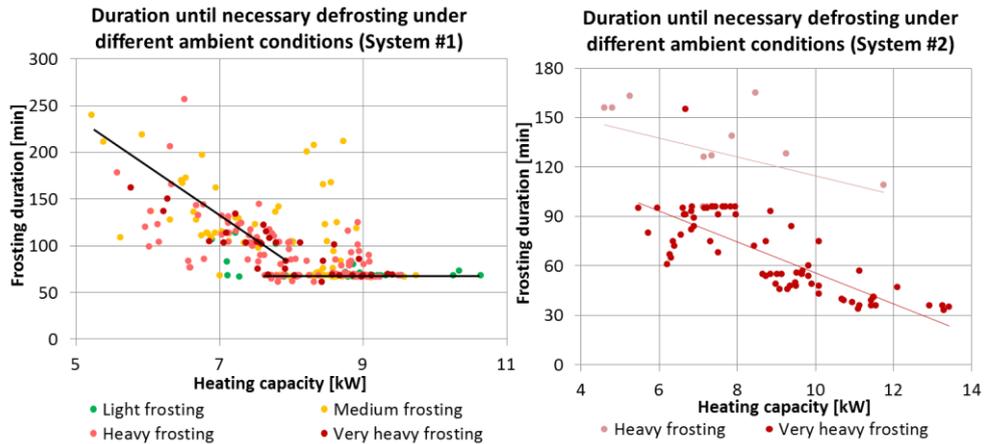


Fig. 7. Correlation of frosting duration with ambient conditions for (a) System #1 and (b) System #2.

In this field test investigation the measured values for ambient temperature and relative humidity were combined in four categories characterizing the strength of frosting and were then put in relation to distinctive parameters of the defrosting process, for instance the frosting duration between two defrosting processes as shown in Figures 7a and 7b. For both systems it can be observed that with increasing heating capacity frosting duration decreases, which is equal to a more frequent defrosting initiation. However, the two systems show a very different behavior concerning the adaption of defrosting strategy to the strength of frosting: for System #1 such an adjustment to outdoor conditions seems to be non-existent, whereas for System #2 defrosting is carried out more often in the case of more severe frosting conditions, which indicates a more suitable defrosting strategy than in the case of System #1.

4. Conclusions

The selective field test results presented in this paper show that such combined solar thermal and air-source heat pump systems still require significant improvement concerning installation execution and operation control to further enhance solar gains, heat pump as well as system performance. Moreover, the direct and indirect energetic effort of heat pump’s evaporator defrosting have been determined and different approaches for reducing this effort – namely the usage of solar thermal heat and more appropriate defrosting strategies – have been discussed.

Acknowledgements

The work and results described above are part of the project “WPSol”. This project is partly funded by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety. The authors gratefully thank for the support and take the full responsibility of the content of this publication.

References

[1] Loose A, Bonk S, Drück H. Investigation of solar thermal and heat pump systems – field and laboratory tests. Proceedings of the EuroSun 2012 Conference, September 18th – 20th, 2012, Rijeka, Croatia.

[2] Hadorn JC. IEA solar and heat pump systems. Solar heating and cooling Task 44 & heat pump programme. Annex 38. *Energy Procedia* 2012; **30**: 125-133.

[3] Wang W, Xiao J, Feng Y, Guo Q, Wang L. Characteristics of an air source heat pump with novel photoelectric sensors during periodic frost-defrost cycles. *Applied Thermal Engineering* 2013; **50**: 177-186.

[4] Wang W, Xiao J, Guo QC, Lu WP, Feng YC. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena. *Applied Energy* 2011; **88**: 4470-4480.

Energieinseln – eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung von Nahwärmenetzen?

Andrea Stübler¹, Dominik Bestenlehner¹, Harald Drück^{1,2}

¹ Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel: 0711-685-63280, Fax: 0711-685-63242

E-Mail: stuebler@swt-stuttgart.de, Internet: www.swt-stuttgart.de

² Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

E-Mail: drueck@itw.uni-stuttgart.de, Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1 Einleitung

Das Projekt KREIS steht für die „Kopplung von regenerativer Energiegewinnung mit innovativer Stadtentwässerung“. Unter dem Motto „Versorgen durch Entsorgen“ zielt es darauf ab, ganzheitliche, nachhaltige und ökologische Lösungen für Stadtquartiere für die Kombination von Versorgungsaufgaben im Energiebereich mit Entsorgungsaufgaben für Abwasser und Abfall zu entwickeln. Im Rahmen des Projekts wird unter anderem von Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT) ein Energiekonzept für das geplante Hamburger Stadtquartier „Jenfelder Au“ mit ca. 700 Wohneinheiten (WE) entwickelt. Ein möglichst großer Anteil des Energiebedarfs soll hierbei durch Solarthermie, Wärmegewinnung aus Grundwasser sowie durch Biomasse gedeckt werden. Bei der Realisierung des Neubaugebietes soll die Umsetzung des sogenannten Hamburg Water Cycle® erstmalig in großem Maßstab erfolgen. Durch die separate Erfassung, Behandlung und Verwertung von Schwarzwasser, Grauwasser und Regenwasser soll eine effiziente und ökologische Abwasserentsorgung mit der Energieversorgung des Stadtquartiers vereint werden. Das vor Ort durch Vakuumtoiletten in Verbindung mit einem Unterdruckentwässerungsnetz konzentriert erfasste Schwarzwasser soll zusammen mit weiteren primär vor Ort anfallenden Biomassen in einer anaeroben Schwarzwasserbehandlungsanlage zu Biogas umgewandelt werden. Daraus soll mittels Kraft-Wärme-Kopplung Strom und Wärme erzeugt werden. SWT entwickelt in diesem Zusammenhang u.a. Konzepte zur nachhaltigen Energieversorgung von Stadtquartieren.

In diesem Beitrag werden zwei Konzepte zur Wärmeversorgung, ein konventionelles Nahwärmenetz und ein auf sogenannten „Energieinseln“ basierendes Konzept, energetisch miteinander verglichen.

2 Untersuchte Wärmeversorgungskonzepte

Beim konventionellen Nahwärmenetz (Abbildung 1, Konzept 1) wird die von verschiedenen Wärmequellen erzeugte Wärme in einen zentralen Wärmespeicher eingespeist. Alle Gebäude des zu versorgenden Stadtquartiers werden über Rohrleitungen an diesen angebunden und so mit Wärme versorgt.

Das Stadtquartier, das den Untersuchungen zu diesem Beitrag zugrunde liegt, besteht aus den zwei Bereichen A und B, denen zur Wärmeversorgung jeweils eine entsprechende, in Kapitel 4 spezifizierte, Rohrleitungslänge zugeordnet wird. Die bei Konzept 1 zusätzlich benötigte Rohrleitungslänge (jeweils für Vorlauf und Rücklauf) zur Anbindung der Wärmeversorgung des Bereichs B an das Nahwärmenetz des Bereichs A wird im Folgenden mit z bezeichnet.

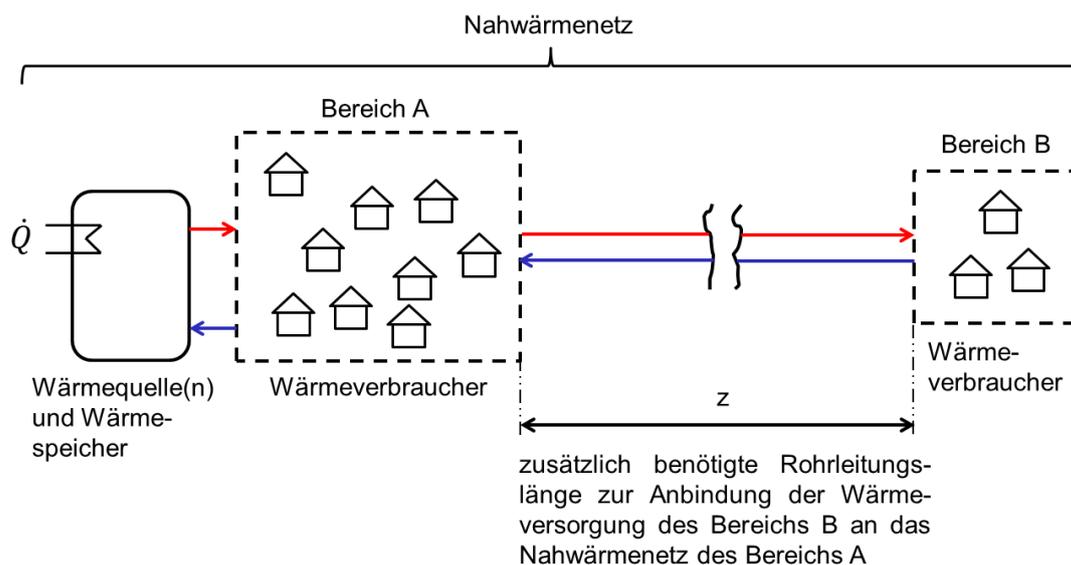


Abbildung 1: Prinzip der Wärmeversorgung über ein konventionelles Nahwärmenetz (Konzept 1)

Mit zunehmendem Abstand zwischen Wärmespeicher bzw. -quellen und Gebäuden resultieren somit ein Anstieg der Wärmeverluste der Rohrleitungen und damit eine Reduzierung der Effizienz des Nahwärmenetzes. Vor allem bei Wohngebieten mit energieeffizienten Gebäuden stellen die Wärmeverluste des Nahwärmenetzes in Relation zur gelieferten Nutzwärme oft einen erheblichen Anteil dar. Dies kann dazu führen, dass ein derartiges Netz unter energetischen und wirtschaftlichen Aspekten unattraktiv wird.

Eine alternative, innovative Möglichkeit zur Energieversorgung von Stadtquartieren stellt die Realisierung von sogenannten Energieinseln dar (Abbildung 2, Konzept 2).

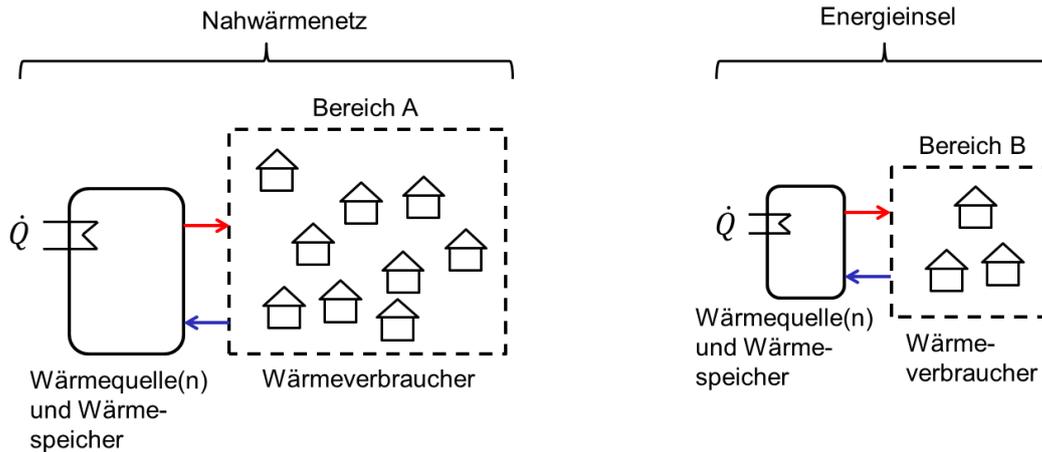


Abbildung 2: Prinzip der Wärmeversorgung mittels Energieinseln (Konzept 2)

Hierbei erfolgt eine weitgehend unabhängige Wärmeversorgung einer abgegrenzten Gebäudegruppe (Bereich B) des Stadtquartiers. Die daraus resultierenden kürzeren Rohrleitungen führen zu geringeren Wärmeverlusten und somit zu energetischen Vorteilen. Allerdings können die geringere Größe des Wärmenetzes der Energieinsel und die damit verbundene reduzierte Anzahl der an das Wärmenetz angeschlossenen Wärmeverbraucher auch zu Nachteilen führen: Spitzen in der Wärmelast und in der Wärmeerzeugung können weniger gut ausgeglichen werden und demzufolge müssen die Wärmeerzeuger und/ oder die Wärmespeicher spezifisch größer dimensioniert werden. Daraus resultieren u. a. eine Erhöhung der Investitionskosten und eine Verringerung der Betriebsstundenanzahl der Wärmeerzeuger was zu einer Reduktion der Wirtschaftlichkeit führen kann.

Eine belastbare Analyse dieses komplexen Sachverhaltes erfordert eine detaillierte Abbildung der Wärmeversorgungskonzepte in einem Simulationsmodell. Zur Simulation des dynamischen Verhaltens der zu vergleichenden Versorgungskonzepte wird hier die Software TRNSYS in der Version 17 eingesetzt. Um ein möglichst realitätsnahes energetisches Verhalten abzubilden, werden alle Komponenten, die einen Beitrag zur Energieversorgung leisten bzw. alle Wärmequellen und -verbraucher, implementiert.

3 Simulation des Nutzerverhaltens

Die realitätsnahe Abbildung des Nutzerverhaltens im Hinblick auf energetische Aspekte erfordert u. a. die Einbindung von entsprechenden Lastprofilen. Bei den Untersuchungen, die diesem Beitrag zugrunde liegen, erfolgte die Einbindung von drei Lastprofilen:

- Das Lastprofil zur Simulation des Wärmebedarfs für die Trinkwassererwärmung beinhaltet die Verläufe von Zapftemperatur und Zapfmassenstrom.
- Das Lastprofil zur Simulation des Heizwärmebedarfs beinhaltet die Verläufe von Vorlauf- und Rücklauf-temperatur des Heizkreislaufs, sowie des zugehörigen Massenstroms.
- Ein weiteres Lastprofil beinhaltet den zeitlichen Verlauf des Strombedarfs.

3.1 Trinkwarmwasser

Das Wärmelastprofil zur Bereitung von Trinkwarmwasser (TW) einer einzelnen WE zeichnet sich in der Regel durch ausgeprägte Lastspitzen in den Morgen-, Mittag-, und Abendstunden aus [1]. Mit steigender Größe der als Gruppe betrachteten WE kommt es zu einer zunehmenden zeitlichen Streuung der individuellen Lastspitzen und demzufolge zu einer Verringerung der maximal benötigten spezifischen Gesamtleistung. Der Einfluss dieses Gleichzeitigkeitseffekts auf die Dynamik der benötigten Wärmeleistung wird im Folgenden analysiert und dargestellt. Die in diesem Beitrag verwendete Definition des Begriffs Gleichzeitigkeit lautet wie folgt [2]:

$$GLF = \frac{\sum_{i=1}^n P_i(t_{max})}{\sum_{i=1}^n P_{N,i}} \quad Gl. 1$$

Mit:

GLF ... Gleichzeitigkeitsfaktor [-]

$P_i(t_{max})$... abgenommene Leistung des Abnehmers i zum Zeitpunkt t_{max} der maximalen Leistungsanforderung [kW]

$P_{N,i}$... Nennleistung des Abnehmers i [kW]

n ... Anzahl der als Gruppe betrachteten WE [-]

Als Ausgangslastprofil zur Analyse des Einflusses der Gleichzeitigkeit dient das in [1] spezifizierte Zapfprofil, welches unterschiedliche Zapfungen verschiedener Temperaturen und Massenströme eines typischen Haushaltes über den Tag verteilt beinhaltet. Die benötigte Wärmeleistung im Verlauf eines Tages ist in Abbildung 3 unter "n = 1" (entspricht einer WE) dargestellt. Dieses Profil soll im Folgenden unter Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit modifiziert werden.

M. Gaderer entwickelte als Mittelwert verschiedener Untersuchungen zur Darstellung der Gleichzeitigkeit für den Trinkwarmwasserbedarf die folgende Zahlenwertgleichung [3]:

$$GLF_{TW}(n) = 0,02 + 0,92 \cdot n^{-0,58} \quad Gl. 2$$

Mit:

$GLF_{TW}(n)$... Gleichzeitigkeitsfaktor Trinkwarmwasser [-]

n ... Anzahl der als Gruppe betrachteten WE [-]

Für die Darstellung eines unter Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit modifizierten Lastprofils werden modifizierte Verläufe von Zapftemperatur und Zapfmassenstrom benötigt. Hierfür wird für jede Zapfung die Gauß-Verteilung in Abhängigkeit von der Anzahl der WE, also zur Erreichung des durch die obige Gleichung bestimmten Gleichzeitigkeitsfaktors, aufgestellt. Abbildung 3 zeigt die spezifische Wärmeleistung je WE, die aus der Überlagerung sämtlicher Gauß-Verteilungen resultiert, Tabelle 1 zeigt die zugehörige maximal benötigte Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Anzahl der WE.

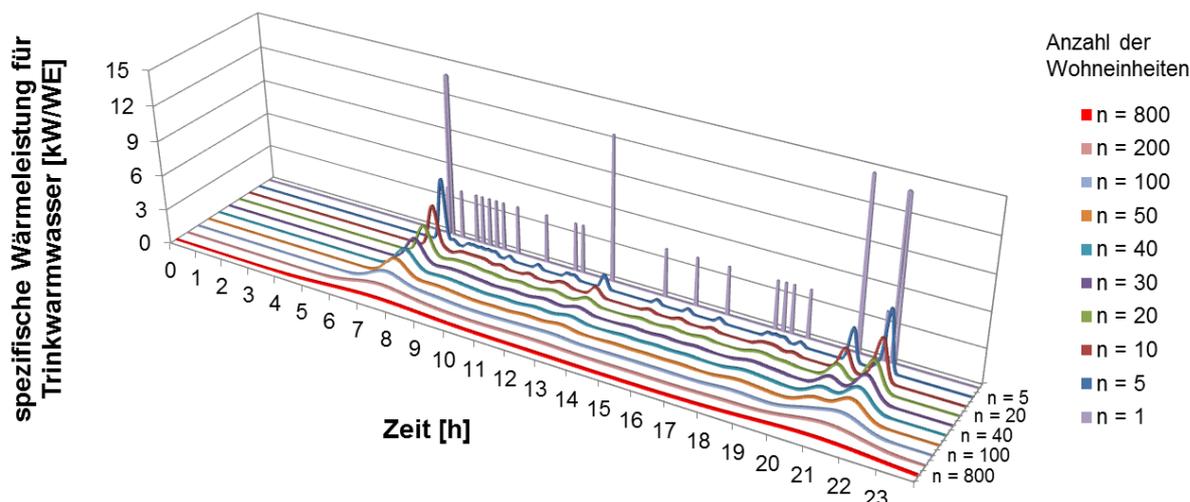


Abbildung 3: Trinkwarmwasser-Lastprofil für 24 h in Abhängigkeit von der Anzahl der WE (n)

Tabelle 1: Maximal benötigte spezifische Wärmeleistung zur Trinkwassererwärmung je WE in Abhängigkeit von der Anzahl der WE

Anzahl der WE (n)	1	5	10	20	30	40	50	100	200	800
Max. Wärmeleistung für TW pro WE [kW]	14,7	5,6	3,8	2,7	2,2	1,9	1,7	1,2	0,9	0,6

3.2 Heizwärmebedarf

Die Simulation des Heizwärmebedarfs für das gesamte Wohngebiet beruht auf der Simulation von den folgenden vier Typgebäuden

- Einfamilien-Reihenmittelhaus (128 m² beheizte Fläche, 3 Bewohner)
- Einfamilien-Reihenendhaus (128 m² beheizte Fläche, 3 Bewohner)
- Mehrfamilien-Reihenmittelhaus (344 m² beheizte Fläche, 15 Bewohner)
- Mehrfamilien-Reihenendhaus (344 m² beheizte Fläche, 15 Bewohner)

Entsprechend der geplanten Anzahl im jeweils betrachteten Gebiet des Quartiers werden die Lastprofile dieser vier Typgebäude gewichtet und somit zu einem Gesamt-Wärmelastprofil kombiniert.

Untersuchungen von M. Gaderer ergaben dass bei energieeffizienten Gebäuden, mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von weniger als ca. 70 kWh/(m²·a), der Gleichzeitigkeitsfaktor für den Heizwärmebedarf unabhängig von der Anzahl der angeschlossenen WE den Wert 1 annimmt [3]. Die Gründe hierfür sind die hohe thermische Masse der Gebäudehülle sowie die gute Wärmedämmung dieser Gebäude. Bei der Erstellung der hier verwendeten Lastprofile für den Heizwärmebedarf findet demnach die Gleichzeitigkeit keine Berücksichtigung.

3.3 Strombedarf

Die Simulation des Haushaltsstrombedarfs erfolgt auf Basis eines typischen Haushaltsstrom-Lastprofils des VDEW (Verband der Elektrizitätswirtschaft) [4], das gemäß [5] unter Annahme von 3 Personen pro WE auf einen Jahresverbrauch von 4.350 kWh umgerechnet wurde. Das den Simulationen zugrunde liegende Lastprofil, das in Abbildung 4 dargestellt ist, wurde auf Basis der Mittelung von 15-Minuten Messwerten mehrerer Haushalte generiert, so dass Gleichzeitigkeitseffekte bereits entsprechend eingeflossen sind. Zusätzlich sind sowohl Unterschiede aufgrund der Jahreszeiten als auch der Wochentage berücksichtigt.

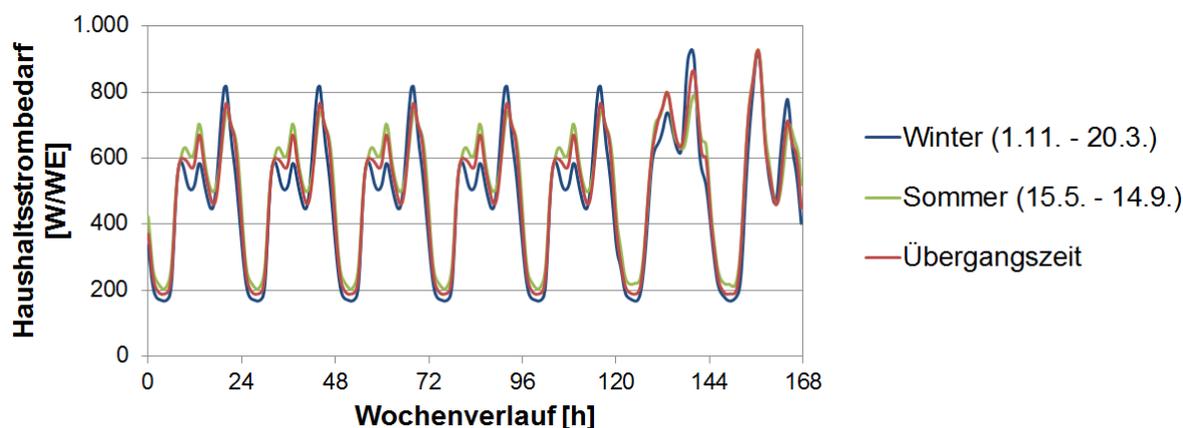


Abbildung 4: Typisches Lastprofil für den Strombedarf einer WE mit drei Bewohnern [4], [5]

4 Spezifikationen und Systemtechnik der Wärmeversorgungs-konzepte

Die detaillierten Spezifikationen des Stadtquartiers sowie der Systemtechnik der untersuchten Wärmeversorgungskonzepte sind in Tabelle 2 dargestellt. Bei Konzept 2 werden zwei verschiedene Größen der Energieinsel betrachtet. Konzept 2.1 berücksichtigt eine Energieinsel mit 10 WE und Konzept 2.2 berücksichtigt eine Energieinsel mit 50 WE. Es wird angenommen, dass die prozentuale Verteilung aller WE auf die Gebäudetypen (EFH und MFH) bei allen Konzepten (1, 2.1 und 2.2) etwa gleich ist. Zur Wärmeversorgung der Gebäude wird in Anlehnung an [6] und unter der Berücksichtigung, dass in diesem Beitrag die Realisierung von Wohnungsübergabestationen anstelle von Hausübergabestationen vorausgesetzt wird, bei EFH von einer Rohrlänge (jeweils Vorlauf und Rücklauf) von jeweils 18 m/WE ausgegangen und bei MFH von einer Rohrlänge von jeweils 10 m/WE.

Bei der Simulation der Sonnenkollektoren wird von einer vollständigen Nutzung der gesamten, im Stadtquartier Jenfelder Au verfügbaren, Dachfläche ausgegangen und angenommen, dass sämtliche Dächer als Flachdach ausgeführt sind. Unter der Annahme, dass zu keiner Zeit eine gegenseitige Verschattung auftritt, ergibt sich die in Südrichtung unter 60° Neigung installierbare Kollektorfläche zu 19,3 m² je Einfamilienhaus und zu 23,4 m² je Mehrfamilienhaus. Die Dimensionierung des Warmwasserspeichervolumens erfolgt anhand der Kollektorfläche zu 100 l/m²_{Kollektorfläche}.

Die Untersuchungen dieses Beitrags berücksichtigen bezüglich der Wärmegewinnung aus Grundwasser einen Grundwasser-Volumenstrom von 50 m³/h bei einer Temperaturabsenkung von 10 °C auf 5 °C (Betrieb der Wärmepumpe im Winterhalbjahr: Oktober bis April). Die Rohrleitungslänge z zur Anbindung der Wärmeversorgung des Bereichs B an das Nahwärmenetz des Bereichs A (vgl. Abbildung 1) wird zugunsten der Abdeckung eines breiten Spektrums an Auslegungsfällen zwischen 0 m und 10.000 m variiert. Mit steigender Rohrleitungslänge z kommt es zu einer Erhöhung der Rohrleitungswärmeverluste. Um den Temperaturabfall des Vorlaufs durch diese Rohrleitungswärmeverluste auszugleichen, wird die minimale Vorhaltetemperatur im Wärmespeicher an die Rohrlänge angepasst. Hierbei wird in Anlehnung an [7] pro 1.000 m Rohrlänge ein Temperaturgradient von 0,5 K angenommen.

Die Einbindung der Wärmeverbraucher (Erwärmung Trinkwasser und Heizwärmebedarf) in die Simulation erfolgt vereinfacht als punktförmige Wärmesenke mit einer mittleren Entfernung von der halben Rohrleitungslänge des gesamten Wärmenetzes. Durch diese Annahme wird u.a. berücksichtigt, dass die gesamte angenommene Rohrleitungslänge zu ca. 55 % aus Stichleitungen zu den einzelnen Gebäuden besteht, die in der Realität einen geringeren Querschnitt aufweisen.

Tabelle 2: Spezifikationen und Systemtechnik der untersuchten Konzepte

Spezifikation Stadtquartier	Konzept 1 Konv. Nahwärmenetz	Konzept 2.1		Konzept 2.2	
		Nahwärme-Netz (Bereich A)	Energie-Insel (Bereich B)	Nahwärme-Netz (Bereich A)	Energie-Insel (Bereich B)
Anzahl WE	709	699	10	659	50
Anzahl der Bewohner je WE	3	3	3	3	3
WE-Anzahl in EFH (Reihen- und Doppelhäuser)	389	384	5	359	30
WE-Anzahl in MFH	320	315	5	300	20
Rohrleitungslänge des gesamten Wärmenetzes	10.202 m + z	10.062 m	140 m	9.462 m	740 m
Spezifikation Systemtechnik					
Kollektorfläche Sonnenkollektoren (Vakuumröhrenkollektoren)	9.004 m ²	8.885 m ²	119 m ²	8.332 m ²	672 m ²
2 Mikrogasturbinen (je 65 kW _{el} und 120 kW _{th})	X	X	-	X	-
Grundwasser-Wärmepumpe mit Grauwasser-Wärmerückgewinnung	X	X	-	X	-
Zusatzheizung	X	X	X	X	X
Wärmespeichervolumen	900 m ³	889 m ³	12 m ³	833 m ³	67 m ³
Vorhaltetemperatur im Wärmespeicher	In Abh. von z	60,5 °C	55,5 °C	60 °C	55,5 °C

5 Ergebnisse der Simulationsrechnungen

Aufgrund der vielen verschiedenen Einflussfaktoren, die sich auf unterschiedlichste Art und Weise auf die Effizienz des Gesamtsystems auswirken, erfolgt die Analyse und energetische Bewertung der untersuchten Konzepte zunächst separat für die Wärmespeicherung, die Wärmeverteilung, den Wärmeverbrauch und die Wärmeerzeugung. Anschließend erfolgt eine Gesamtbewertung.

5.1 Wärmespeicherung

Zur Charakterisierung der Effizienz der Wärmespeicherung wurde als Kenngröße der Speichernutzungsgrad herangezogen [8]:

$$\eta_{\text{Speicher}} = \frac{Q_{\text{Speicher,aus}}}{Q_{\text{Speicher,ein}} - (Q_{\text{Speicher,t=8760h}} - Q_{\text{Speicher,t=0h}})} \cdot 100 \% \quad \text{Gl. 3}$$

Mit:

η_{Speicher}	...	Speichernutzungsgrad [%]
$Q_{\text{Speicher,aus}}$...	gesamte, dem Wärmespeicher entnommene Wärmemenge [kWh/a]
$Q_{\text{Speicher,ein}}$...	gesamte, dem Wärmespeicher zugeführte Wärmemenge [kWh/a]
$Q_{\text{Speicher, t=0 h}}$...	gespeicherte Wärmemenge im Wärmespeicher am Jahresanfang [kWh]
$Q_{\text{Speicher, t=8760 h}}$...	gespeicherte Wärmemenge im Wärmespeicher am Jahresende [kWh]

Untersucht wurde der Speichernutzungsgrad für Wärmespeichervolumina zwischen 12 m³ und 900 m³ (vgl. Tabelle 2). Die Simulationsergebnisse der verschiedenen Konzepte und damit der verschiedenen Wärmespeichervolumina sind in Abbildung 5 dargestellt. Für die Konzepte 2.1 und 2.2 erfolgt eine getrennte Darstellung jeweils für die einzelnen Bereiche (gestrichelte Kurven: Bereich B, Energieinsel; gepunktete Kurven: Bereich A, Nahwärmenetz), sowie für das Gesamtsystem durch Gewichtung mit dem jeweiligen Wärmeeintrag in den bzw. mit dem Wärmeaustrag aus dem Wärmespeicher (durchgezogene Kurven). Zur Interpretation der Ergebnisse der verschiedenen Gesamtsysteme sind demnach die durchgezogenen Kurven miteinander zu vergleichen. Abbildung 5 zeigt, dass eine zunehmende Größe der zu versorgenden Gebäudegruppe bzw. der Energieinsel, und damit auch ein zunehmendes Speichervolumen, zu einem Anstieg des Speichernutzungsgrads führen. Dies ist durch das sich bei größer werdenden Speichern verringernde Verhältnis von Oberfläche zu Volumen des Wärmespeichers und den damit abnehmenden (relativen) Wärmeverlusten des Speichers zu begründen. Der geringere Speichernutzungsgrad der Energieinsel wirkt sich aufgrund der geringen Speichergröße im Vergleich zu dem Wärmespeicher des Nahwärmenetzes jedoch nur in vernachlässigbarem Ausmaß auf die Effizienz der Wärmespeicherung der Gesamtsysteme bei den Konzepten 2.1 und 2.2 aus. Bei Konzept 1 ist mit zunehmender Rohrleitungslänge zwischen den zwei Bereichen A und B ein geringfügiger Anstieg des Speichernutzungsgrads zu erkennen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei längeren Rohrleitungen und damit verbundenen höheren relativen Wärmeverlusten ein größerer

Wärmeumsatz bei annähernd gleichbleibendem Temperaturniveau und daher konstanten absoluten Wärmeverlusten des Wärmespeichers erfolgt.

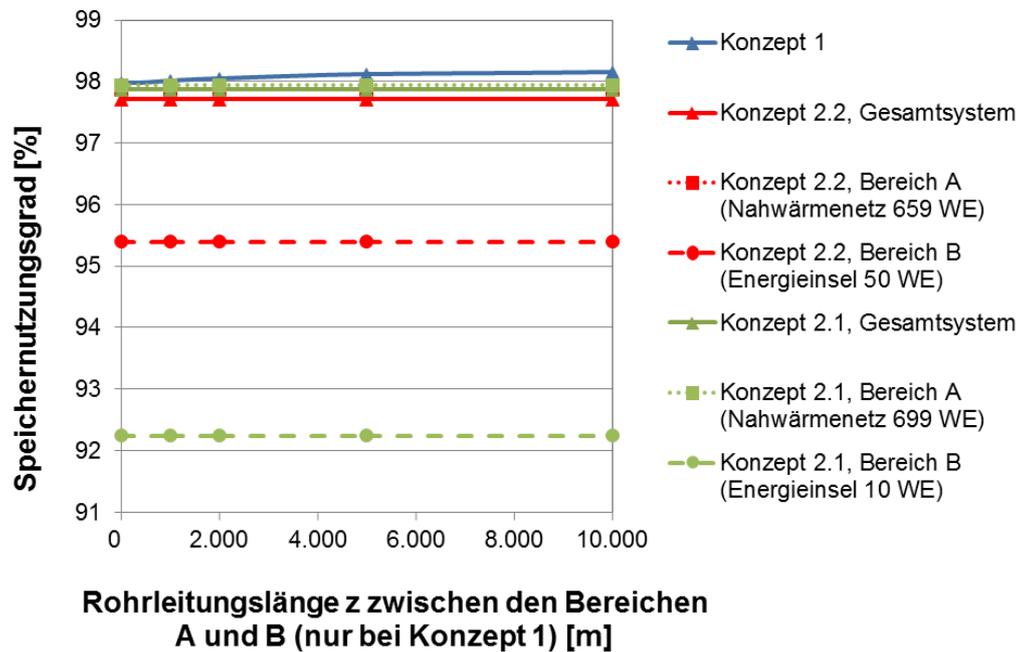


Abbildung 5: Speichernutzungsgrad für die betrachteten Wärmeversorgungskonzepte

5.2 Wärmeverteilung

Je nach Siedlungsstruktur und Länge der Rohrleitungen kann es durch die Realisierung einer Energieinsel zu einer deutlichen Verkürzung der benötigten Rohrleitungslänge und somit zu einer starken Reduzierung von Rohrleitungswärmeverlusten kommen. Die Bewertung der Energieeffizienz der Wärmeverteilung erfolgt anhand der in Abbildung 6 dargestellten relativen Rohrleitungswärmeverluste, die das Verhältnis zwischen Rohrleitungswärmeverlusten [kWh/a] und der gesamten dem Wärmespeicher entnommenen Wärmemenge [kWh/a] ausdrücken. Abbildung 6 zeigt, dass eine steigende Größe der Gebäudegruppe mit einer merklichen Zunahme der relativen Rohrleitungswärmeverluste verbunden ist. Die Energieinsel mit nur 10 WE (Konzept 2.1) weist beispielsweise sehr geringe relative Rohrleitungswärmeverluste von nur ca. 2,5 % auf, das große Nahwärmenetz mit 699 WE (Konzept 2.1) hingegen weist deutlich höhere relative Rohrleitungswärmeverluste von ca. 18 % auf. Hauptgrund hierfür ist die Zunahme der Rohroberfläche bedingt durch den aufgrund des insgesamt höheren benötigten Wärmebedarfs größer zu dimensionierenden Rohrleitungsdurchmesser. Zudem ist mit zunehmender Rohrleitungslänge z zwischen den zwei Bereichen A und B bei Konzept 1 eine deutliche Erhöhung der relativen Rohrleitungswärmeverluste zu erkennen.

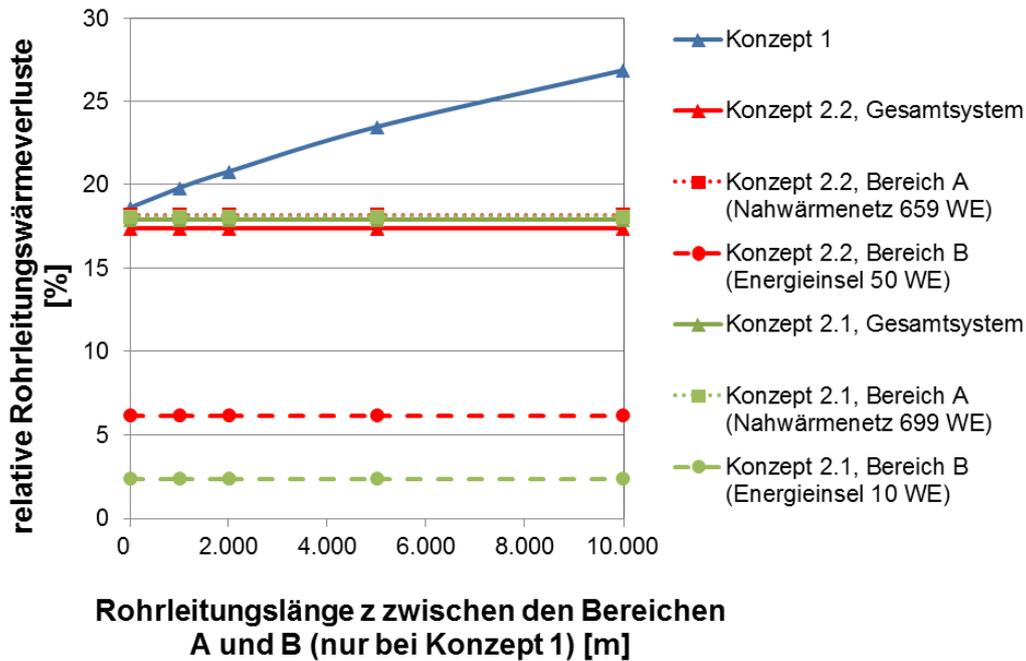


Abbildung 6: Relative Rohrleitungswärmeverluste für die betrachteten Wärmeversorgungskonzepte

5.3 Wärmeverbrauch und Wärmeerzeugung: Dimensionierung der Zusatzheizung

Dieses Kapitel soll den Einfluss des in Kapitel 3 beschriebenen Gleichzeitigkeitseffekts auf die Dimensionierung, also auf die maximale benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung, aufzeigen. Hierbei werden verschiedene Einflüsse berücksichtigt, die in Abbildung 7 grafisch dargestellt sind:

- Zunächst gilt es, die maximale benötigte Wärmeleistung zur Gebäudebeheizung und zur Trinkwassererwärmung zu ermitteln. Diese wird gemäß Kapitel 3 in großem Maße vom Gleichzeitigkeitseffekt des Wärmebedarfs zur Trinkwassererwärmung geprägt.
- Zudem beeinflussen die Rohrleitungswärmeverluste die benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung. Durch Addition der benötigten Wärmeleistung für Heizung und zur Trinkwassererwärmung zur Wärmeverlustleistung durch Rohrleitungen ergibt sich die gesamte Wärmeleistung, die dem Wärmespeicher entnommen werden muss.
- Als letzten Schritt muss noch das Volumen des Wärmespeichers berücksichtigt werden. In Verbindung mit der dem Wärmespeicher maximal zu entnehmenden Wärmeleistung und -menge beeinflusst das Volumen maßgeblich die benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung.

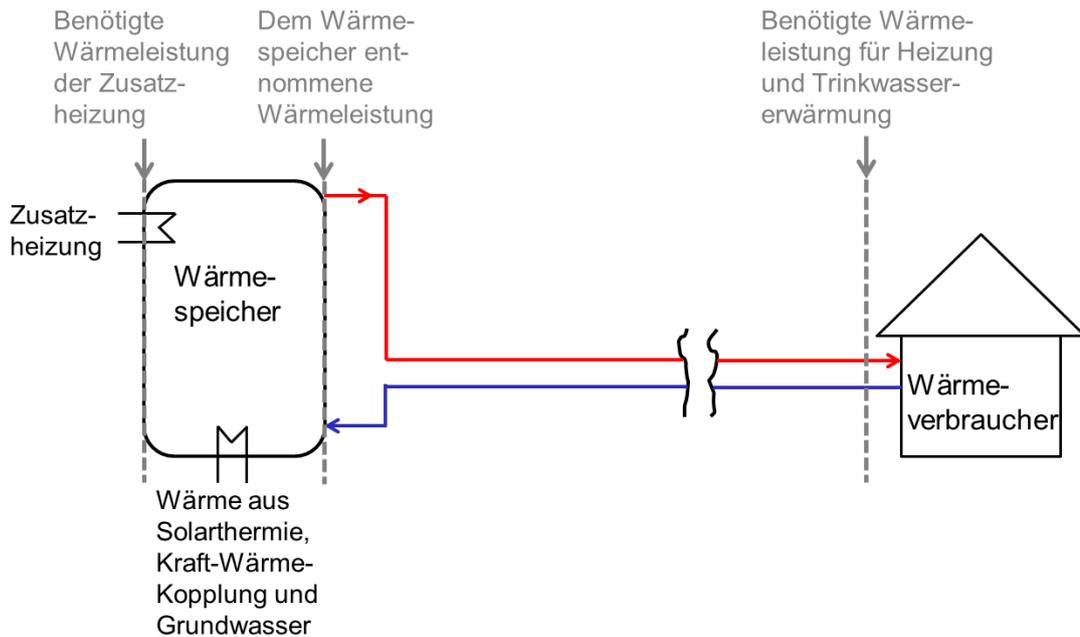


Abbildung 7: Verwendete Bilanzgrenzen bei der Dimensionierung der Zusatzheizung

Abbildung 8 zeigt die maximale benötigte Wärmeleistung für Heizung und zur Trinkwassererwärmung pro WE für die verschiedenen Wärmeversorgungskonzepte.

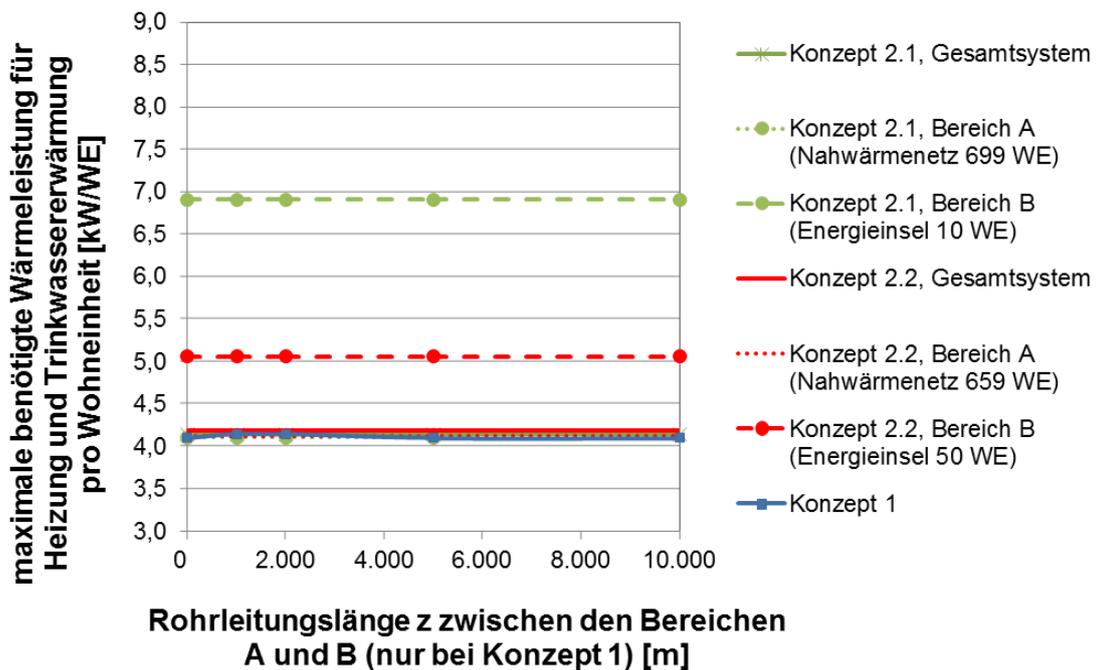


Abbildung 8: Maximale benötigte Wärmeleistung für Heizung und Trinkwassererwärmung pro WE [kW/WE]

Da die Bilanzgrenze hier direkt am Wärmeverbraucher gezogen wurde, haben die Rohrleitungswärmeverluste infolge einer sich verändernden Rohrleitungslänge z zwischen den zwei Bereichen A und B keinen Einfluss. Eine zunehmende Größe der Gebäudegruppe führt aufgrund des Gleichzeitigkeitseffekts zu einer deutlichen Reduktion der maximalen, pro WE benötigten Wärmeleistung. Die Kurven der Energieinseln mit einer geringen Anzahl an WE (10 WE bei Konzept 2.1 bzw. 50 WE

bei Konzept 2.2) liegen daher am höchsten (6,9 kW/WE bzw. 5,0 kW/WE). Die Kurven, die dem Nahwärmenetz zuzuordnen sind (699 WE bei Konzept 2.1 bzw. 659 WE bei Konzept 2.2), liegen ähnlich wie die Kurve für Konzept 1 (709 WE) deutlich geringer bei etwa 4,1 kW/WE. Aufgrund der geringen Größe der Energieinseln wirken sich die genannten höheren Werte der Energieinseln auf die Gesamtsysteme der Konzepte 2.1 und 2.2 jedoch nicht merklich aus.

In Abbildung 9 ist die maximale, dem Wärmespeicher entnommene Wärmeleistung pro WE dargestellt. Die Kurven für die Energieinseln verlaufen hier annähernd gleich wie die Kurven in Abbildung 8. Dies ist mit den bereits erwähnten sehr geringen Rohrleitungswärmeverlusten der Energieinseln zu erklären. Die Kurve für Konzept 1 sowie die Kurven für die Bereiche A und die Gesamtsysteme bei Konzept 2.1 und 2.2 liegen aufgrund der hohen Rohrleitungswärmeverluste deutlich über den Kurven aus Abbildung 8. Zudem ist bei Konzept 1 eine deutliche Abhängigkeit der maximalen, dem Wärmespeicher entnommenen Wärmeleistung von der Rohrleitungslänge z zu erkennen.

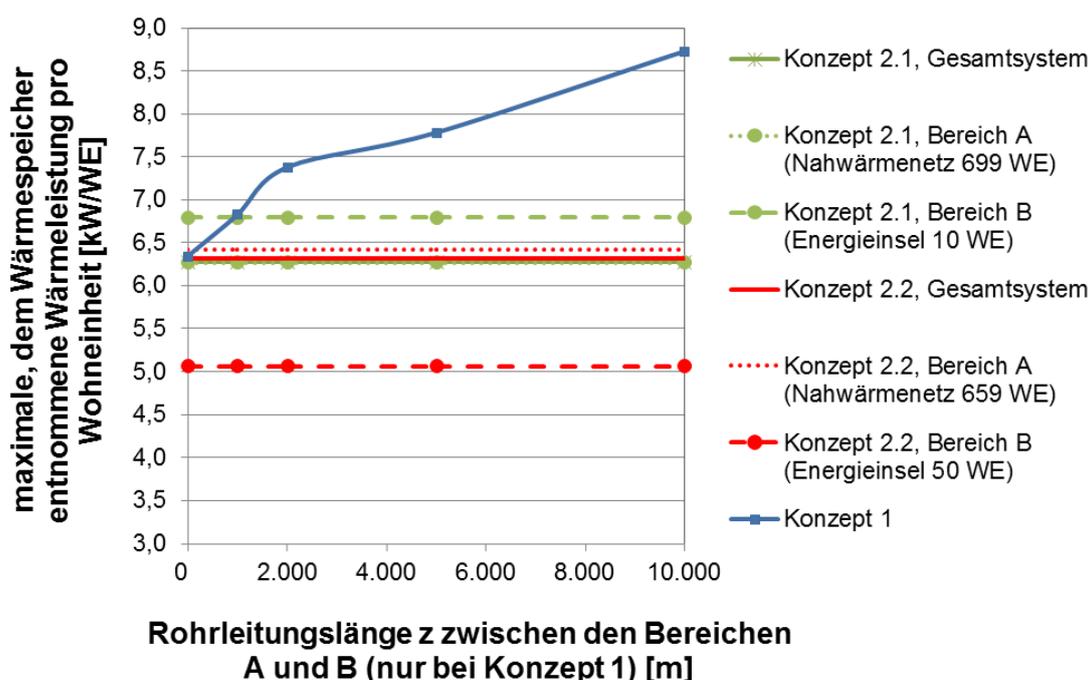


Abbildung 9: Maximale, dem Wärmespeicher entnommene Wärmeleistung pro WE

Abbildung 10 zeigt die maximale benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung pro WE. Gegenüber der maximalen, dem Wärmespeicher entnommenen Wärmeleistung aus Abbildung 9 ist hier der Einfluss des Volumens des Wärmespeichers integriert. Ein Vergleich von Abbildung 9 mit Abbildung 10 zeigt, dass durch den Einfluss des Wärmespeichers die maximale benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung pro WE generell geringer ist als die maximale, dem Wärmespeicher entnommenen Wärmeleistung pro WE. (alle Kurven aus Abbildung 10 liegen unter den entsprechenden Kurven aus Abbildung 9). Beim Vergleich der Kurven für Konzept 1 aus den Abbildungen 9 und 10 wird zudem ersichtlich, dass bis zu einer Rohrleitungslänge z

von etwa 4.000 m der durch die Rohrleitungswärmeverluste auftretende erhöhte Wärmeleistungsbedarf durch den Wärmespeicher bereitgestellt werden kann. Eine Erhöhung der Rohrleitungslänge z bis zu 4.000 m führt demnach zu keinem nennenswerten Anstieg der benötigten Wärmeleistung der Zusatzheizung. Ab einer Rohrleitungslänge z von etwa 4.000 m entspricht die Steigung der Kurve von Konzept 1 in Abbildung 10 etwa der Steigung des entsprechenden Verlaufs in Abbildung 9. Bei einer Vergrößerung der Rohrleitungslänge z über 4.000 m hinaus kann der durch die Rohrleitungswärmeverluste auftretende erhöhte Wärmeleistungsbedarf demnach nicht mehr durch den Wärmespeicher bereit gestellt werden, sondern wirkt sich direkt in einer erhöhten Wärmebedarfsleistung der Zusatzheizung aus.

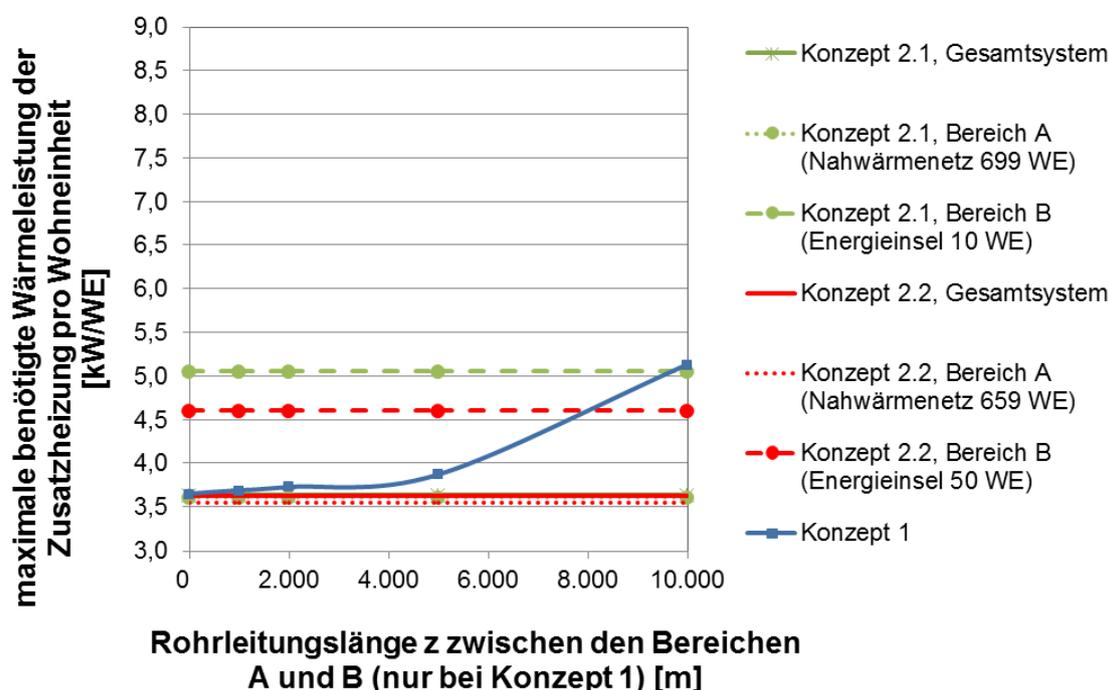


Abbildung 10: Maximale benötigte Wärmeleistung der Zusatzheizung pro WE

Ein Anstieg der maximal benötigten Wärmeleistung der Zusatzheizung geht mit dem Nachteil einher, dass die Zusatzheizung spezifisch größer dimensioniert werden muss, was mit einer geringeren Betriebsstundenanzahl und höheren Investitionskosten und demnach mit einer Verringerung der Wirtschaftlichkeit verbunden ist.

Bei Betrachtung der Gesamtsysteme (durchgezogene Kurven) in Abbildung 10 fällt auf, dass sich die erhöhte Wärmebedarfsleistung der Energieinsel aufgrund der geringen absoluten benötigten Wärmeleistung dieser Energieinsel nicht wesentlich auf den gesamten Spitzenlast-Wärmebedarf und damit auf die Dimensionierung der Zusatzheizung(en) auswirkt.

5.4 Gesamtbewertung

Zur Bewertung der Gesamteffizienz der verschiedenen Wärmeversorgungskonzepte werden als Bewertungsgrößen die zusätzlich benötigte Energiemenge im Hinblick auf

thermische und elektrische Energie sowie der daraus resultierende Primärenergiebedarf herangezogen. Für den thermischen Anteil beinhaltet die zusätzlich benötigte Energiemenge den Wärmebedarf (zur Trinkwassererwärmung und zur Gebäudebeheizung), der nicht durch Sonnenkollektoren, Kraft-Wärme-Kopplung und Wärmepumpen gedeckt werden kann. Für den elektrischen Anteil beinhaltet sie den Bedarf an elektrischer Energie (für Haushalt und Wärmepumpe), der nicht durch Kraft-Wärme-Kopplung gedeckt werden kann. Der Primärenergiebedarf wird unter Verwendung der in [9] angegebenen Primärenergiefaktoren (Heizöl und Erdgas: 1,1; Strom: 2,6) bestimmt. Der angenommene Primärenergiefaktor der Zusatzheizung wird hierbei dem von Heizöl bzw. Erdgas gleichgesetzt. Abbildung 11 zeigt, dass bei Konzept 1 eine Zunahme der Rohrleitungslänge z zu einem deutlichen Anstieg der zusätzlich benötigten Wärmemenge führt, der von der Zusatzheizung zu liefern ist. Dies wirkt sich auch entsprechend auf den Primärenergiebedarf aus. Bei den Konzepten 2.1 und 2.2 ist aufgrund der nicht vorhandenen Rohrleitungen zwischen den Bereichen A und B auch kein Einfluss der Rohrleitungslänge z auf die Rohrleitungswärmeverluste und damit auf die durch die Zusatzheizung zu liefernde Wärmemenge zu erkennen.

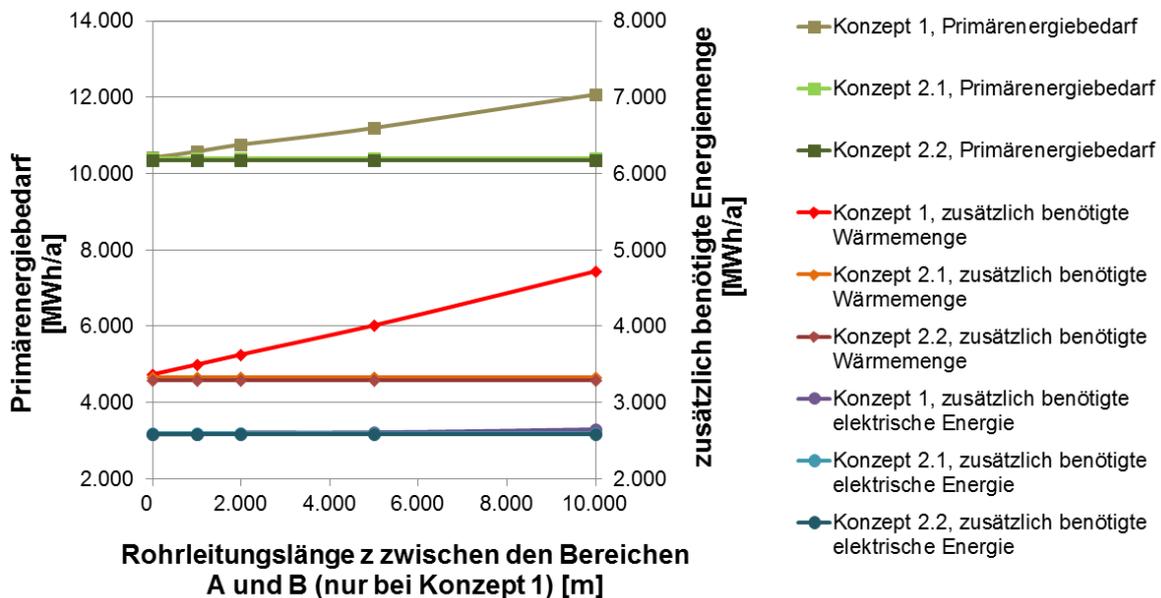


Abbildung 11: Zusätzlich benötigte Energiemenge sowie Primärenergiebedarf für die verschiedenen Wärmeversorgungskonzepte

Die Simulationsergebnisse zeigen des Weiteren, dass unter den Gegebenheiten und getroffenen Annahmen die Realisierung einer Energieinsel in der betrachteten Größenordnung zwischen 10 und 50 WE bereits ab sehr geringen Rohrleitungslängen z bzw. einer sehr geringen Distanz zwischen dem Nahwärmenetz und der bei den Konzepten 2.1 und 2.2 als Energieinsel abgegrenzten Gebäudegruppe unter energetischen Aspekten sinnvoll ist. Obwohl ein weiterer kleiner Wärmespeicher für die Energieinsel benötigt wird, was mit zusätzlichen Wärmeverlusten verbunden ist, wirken sich diese bei Betrachtung des Gesamtsystems aufgrund des geringen

Volumens des Wärmespeichers und den damit verbundenen geringen absoluten Wärmeverlusten nicht merklich auf die zusätzlich benötigte Energiemenge aus.

6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurden die Auswirkungen der Realisierung von Energieinseln auf die energetische Gesamteffizienz von Stadtquartieren untersucht und aufgezeigt. Grundlage für den Aufbau des hier angewandten Simulationsmodells waren die in Tabelle 2 dargestellten Spezifikationen des Stadtquartiers und der Systemtechnik. Aufgrund der zahlreichen Einflussfaktoren erfolgte die energetische Bewertung der Konzepte separat für die Wärmespeicherung, die Wärmeverteilung, den Wärmeverbrauch und die Wärmeerzeugung. Anschließend wurde eine Gesamtbewertung durchgeführt.

Im Hinblick auf die Wärmespeicherung konnte gezeigt werden, dass die Realisierung einer Energieinsel zu zusätzlichen Wärmeverlusten infolge eines weiteren benötigten Wärmespeichers führt. Diese sind jedoch aufgrund des geringen Volumens des weiteren Wärmespeichers bei Betrachtung des Gesamtsystems nicht ausschlaggebend und werden durch die geringeren Rohrleitungswärmeverluste überkompensiert. Die Simulationsergebnisse ergaben außerdem, dass eine steigende Größe der Energieinsel bzw. Gebäudegruppe mit einer merklichen Zunahme der Rohrleitungswärmeverluste verbunden ist. Hauptgrund hierfür ist die Steigerung der Rohroberfläche bedingt durch den größer zu dimensionierenden Rohrleitungsdurchmesser. Zudem wurde deutlich, dass eine zunehmende Distanz zwischen dem Nahwärmenetz und der bei den Konzepten 2.1 und 2.2 als Energieinsel abgegrenzten Gebäudegruppe zu einer Erhöhung der Rohrleitungswärmeverluste bei dem konventionellen Nahwärmenetz (Konzept 1) führt. Es wurde gezeigt, dass bei einer steigenden Größe der Gebäudegruppe infolge einer Zunahme des Gleichzeitigkeits-effekts auch eine Absenkung des Spitzenlast-Wärmebedarfs möglich ist. Die Realisierung einer kleinen Gebäudegruppe als Energieinsel wirkt sich jedoch aufgrund der geringen absoluten benötigten Wärmeleistung dieser Energieinsel bei Betrachtung des Gesamtsystems nicht wesentlich auf den gesamten benötigten Spitzenlast-Wärmebedarf und damit auf die Dimensionierung der Zusatzheizung(en) aus.

Die Analyse der Konzepte hat ergeben, dass die Realisierung einer Energieinsel in der betrachteten Größenordnung zwischen 10 und 50 WE im Vergleich zu einem konventionellen Nahwärmenetz bereits ab sehr geringen Rohrleitungslängen z bzw. einer sehr geringen Distanz zwischen dem Nahwärmenetz und der bei den Konzepten 2.1 und 2.2 als Energieinsel abgegrenzten Gebäudegruppe unter energetischen Aspekten sinnvoll ist. Mit zunehmender Rohrleitungslänge z steigen bei dem konventionellen Nahwärmenetz die Rohrleitungswärmeverluste und damit sowohl der Wärmebedarf der Zusatzheizung als auch der Primärenergiebedarf deutlich an.

7 Literatur

- [1] Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for space heaters and combination heaters, Water heating load profile M, European Commission, 2012
- [2] Untersuchung der Gleichzeitigkeit in kleinen und mittleren Nahwärmenetzen, Walter Winter, Thomas Haslauer, Ingwald Obernberger, Institut für Grundlagen der Verfahrenstechnik und Anlagentechnik der TU Graz und Ingenieurbüro BIOS in Graz, Euroheat & Power, 09&10/2001; ISSN 0949-166X, 2001
- [3] Wärmeversorgung mit fester Biomasse bei kleiner Leistung, Matthias Gaderer, Dissertation, Lehrstuhl für Energiesysteme, TU München, 2007
- [4] Standardlastprofil „Haushaltskundenanlagen“ des VDEW (Verband der Elektrizitätswirtschaft), C. Fünfgeld, BTU Cottbus - Lehrstuhl Energiewirtschaft/ Oktober 1999, Internet: <http://www.energiesdienst-netze.de/cms/netznutzung/lastprofile-verlustenergie/lastprofile-temperaturtabelle.php>, zugegriffen am 31.07.2012
- [5] Erhebungen des gewerblichen Vergleichsportals Check 24 im Zeitraum von Juni 2007 bis März 2009 anhand von Anbieterwechseln, zitiert aus Wikipedia: http://de.wikipedia.org/wiki/Bedarf_an_elektrischer_Energie, zugegriffen am 31.07.2012
- [6] Leitfaden Nahwärme, Fraunhofer IRB Verlag, Umsicht-Schriftenreihe, Band 6, Christian Döttsch, Jan Taschenberger, Ingo Schönberg, Fraunhofer UMSICHT, 1998, Internet: http://www.umsicht.fraunhofer.de/content/dam/umsicht/de/documents/infomaterial/OE800/leitfaden_nahwaerme_komplett.pdf, zugegriffen am 25.02.2013
- [7] Wärmeverluste von Fernwärmenetzen, Stellenwert von Fernwärme/KWK im EEWärmeG, E.ON Bayern Wärme GmbH, Alexander Wagner, München, Internet: <http://www.fiw-muenchen.de/media/pdf/wtag2012/Vortrag-01-TG.pdf>, zugegriffen am 03.03.2013
- [8] Simulation, Wirtschaftlichkeit und Auslegung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Heißwasser-Wärmespeicher, Stefan Raab, Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2006
- [9] EnEV 2009 - Energieeinsparverordnung für Gebäude, Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden, 2009

Danksagung:

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) unter dem Förderkennzeichen FKZ 033 L047 D durch den Projektträger Jülich (PTJ) gefördert. Die Autorin und die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Konzeption einer Klima-Simulations-Kammer für die Durchführung von beschleunigten Alterungsprüfungen an Sonnenkollektoren

Beate Traub, Philipp Kofler, Stephan Fischer, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart

Tel.: +49 (0)711/685-63245, Fax: +49 (0)711/685-63242

E-Mail: traub@itw.uni-stuttgart.de

Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Innerhalb des vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) geförderten Forschungsprojekts „Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten“, Akronym „SpeedColl“, werden, gemeinsam mit dem Fraunhofer ISE, verschiedene Kollektortypen und -materialien für den Einsatz in unterschiedlichen Klimazonen untersucht. Hierzu werden u. a. Sonnenkollektoren und Komponenten von Sonnenkollektoren in extremen Klimazonen exponiert und deren Zustand nach der Exposition mit Sonnenkollektoren und Komponenten von Sonnenkollektoren verglichen, welche in Klima-Simulations-Kammern einer beschleunigten Alterung unterzogen werden. Ein zentrales Ziel des Projekts ist die Entwicklung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung für Sonnenkollektoren und deren Komponenten.

Zu diesem Zweck wurde am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart eine Klima-Simulations-Kammer konzeptioniert und beschafft. Der Beitrag stellt die Klima-Simulations-Kammer inklusive der integrierten Bestrahlungseinrichtungen vor und gibt einen Überblick über die realisierbaren klimatischen Bedingungen. Zusätzlich wird die Vorgehensweise bei der Entwicklung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung beschreiben.

2. Degradationsfaktoren

In der Solarthermie versteht man unter Degradation die während der Lebensdauer an Komponenten und Materialien auftretenden Alterungserscheinungen wie z. B. eine Veränderung der optischen Eigenschaften von transparenten Abdeckungen und

Absorbern oder die Reduktion der mechanischen Eigenschaften von Kollektorgehäusen oder Klebeverbindungen.

Die am stärksten belasteten Komponenten einer solarthermischen Anlage sind die Sonnenkollektoren. Sie müssen zum einen hohen Temperaturen standhalten und sind zum anderen den Witterungsbedingungen ausgesetzt. Als Folge des zunehmend stärker und auch globaler werdenden Wettbewerbs in der Solarthermiebranche ist es wünschenswert qualitativ hochwertige Produkte durch entsprechende Prüfverfahren identifizieren zu können. Insbesondere auch die verschiedenen solarthermischen Anwendungen von der auf relativ niedrigem Temperaturniveau betriebenen solaren Vorwärmung bis hin zur Prozesswärmeerzeugung stellen eine besondere Herausforderung dar, da die Beanspruchung der Sonnenkollektoren entsprechend der verschiedenen solarthermischen Anwendungen und Klimazonen stark variieren.

Eine im Rahmen des SpeedColl Projekts in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern durchgeführte Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA) [1] identifizierte u. a. hohe sowie niedrige Temperaturen, hohe Temperaturwechselbelastungen, Feuchte und deren Kondensation, UV-Strahlung und Salz als Degradationsfaktoren. Die Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse zeigte auch, dass prinzipiell Schäden an allen Komponenten der Sonnenkollektoren auftreten können. Am häufigsten genannt wurden Schäden am Absorber, der transparenten Abdeckung und den Dicht- bzw. Klebematerialien sowohl zwischen transparenter Abdeckung und Gehäuse als auch zwischen Rückwand und Gehäuse.

3. Klima-Simulations-Kammer "KlimSim"

Für die Entwicklung und Durchführung beschleunigter Alterungsprüfverfahren wurde im Projekt SpeedColl am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) in Stuttgart in Zusammenarbeit mit Spezialisten für Klima-Simulations-Kammern und Lichttechnik eine spezielle Klima-Simulations-Kammer (KlimSim) konzeptioniert und realisiert, vgl. Abbildung 1.

Die Klima-Simulations-Kammer hat ein Prüfraumvolumen von ca. 12 m³. Die Temperatur im Inneren kann im Bereich von - 50 °C bis 100 °C eingestellt werden sowie eine kombinierte Temperatur- und Feuchteregelung im Bereich von 10 °C bis 90 °C und 10 % bis 95 % relativer Feuchte realisiert werden. Zusätzlich enthält die Klima-Simulations-Kammer sowohl eine Bestrahlungseinrichtung zur Simulation der Solarstrahlung als auch eine zur Simulation der UV-Strahlung. Die Simulation der Solarstrahlung wird mit 6 Halogen-Metaldampflampen realisiert. Auf einer Fläche von 2 m x 1 m (H x B) wird bei einer maximalen Bestrahlungsstärke von 1.100 W/m² eine Homogenität der Bestrahlung von ca. ± 10 % erreicht. Die Simulation der UV-Strahlung wird mit 6 UV-Hochdruckstrahlern realisiert. Bei einer maximalen Einstrahlung von 850 W/m² werden 250 W/m² UV-A und UV-B Strahlung

gewährleistet. Die Bestrahlungsfläche entspricht mit 2 m² der Größe der Bestrahlungsfläche der Solarstrahlung. Die Homogenität der UV-Bestrahlungseinrichtung liegt ebenfalls bei ca. ± 10 %.



Abbildung 1: Klima-Simulations-Kammer „KlimSim“ für beschleunigte Alterungsprüfungen von Sonnenkollektoren

Die Lampen zur Simulation der Solarstrahlung sind in der rechten Klimakammerwand (von vorne) eingebaut, die Lampen zur Simulation der UV-Strahlung in der gegenüberliegenden linken Wand. Durch die hohe Wärmelast, die beim Betrieb der Bestrahlungseinrichtungen in die Klima-Simulations-Kammer eingebracht wird, sind Temperaturprüfungen mit Bestrahlung nur bis zu einer minimalen Temperatur von - 20 °C möglich. Eine kombinierte Temperatur- und Feuchteregelung mit Bestrahlung ist im Bereich von 10 °C bis 80 °C und von 10 % bis 60 % relativer Feuchte möglich.

Für die Entwicklung und Durchführung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung unter verschiedenen, insbesondere auch kombinierten klimatischen Randbedingungen sind somit exzellente Voraussetzungen gegeben.

4. Entwicklung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung von Sonnenkollektoren

Für die Entwicklung und Durchführung der Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung von Sonnenkollektoren ist, entsprechend der eingangs erwähnten Degradationsfaktoren, eine Klima-Simulations-Kammer mit einem breiten Leistungsspektrum erforderlich. Um auf Basis der in der Realität auftretenden Einflussgrößen eine beschleunigte Alterungsprüfung zu ermöglichen, muss eine derartige Klima-Simulations-Kammer mindestens die Degradationsfaktoren Temperatur, Feuchte und Strahlung sowie deren Kombinationen abbilden können. Für die Entwicklung und Durchführung von Prüfverfahren zur beschleunigten Alterung ist eine Verstärkung dieser Degradationsfaktoren über das in der Natur vorkommende Maß hinaus notwendig, da nur hierdurch eine Beschleunigung der Alterungsvorgänge möglich ist.

Für Hersteller und Kunden sind nicht nur Alterungserscheinungen von Bedeutung, die eine Reduzierung der thermischen Leistungsfähigkeit der Sonnenkollektoren zur Folge haben, sondern auch jene, die zu einer mechanischen Degradation oder zu optischen Veränderungen der Sonnenkollektoren führen.

In DIN EN 12975-2 [2] sind Prüfverfahren für Sonnenkollektoren genormt. Neben Verfahren zur Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit enthält die Norm auch Verfahren zur Überprüfung der Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit von Sonnenkollektoren. Für eine Qualifizierung der Alterungsbeständigkeit sind diese Prüfungen allerdings nicht ausreichend. Im Hinblick auf die fortschreitende Globalisierung und den daraus entstehenden Chancen und Risiken sind qualifizierende Schnellprüfverfahren für Sonnenkollektoren notwendig, um langlebige Qualitätsprodukte identifizieren und auch entwickeln zu können. Um die Interaktion zwischen den einzelnen Kollektorkomponenten wie z. B. einem Absorberblech aus Aluminium mit einem Kupferregister zu untersuchen und Aussagen über das Alterungsverhalten des kompletten Sonnenkollektors zu ermöglichen, werden im Projekt SpeedColl neben Komponentenprüfverfahren auch Schnellprüfverfahren für den Gesamtkollektor entwickelt.

Die Validierung der zu entwickelnden Alterungsprüfverfahren kann nur durch den Vergleich der Alterungserscheinungen an Sonnenkollektoren die in der Klima-Simulations-Kammer einer beschleunigten Alterung unterzogen wurden und jenen, die realen Witterungsbedingungen ausgesetzt wurden erfolgen. Um einen Überblick über die auftretenden Alterungserscheinungen in Folge verschiedener klimatischer Bedingungen zu erhalten, wurden im Rahmen von SpeedColl Expositionsstände in Kochi, Indien (tropisches Klima), Sede Boqer, Israel (Negev Wüste, arides Klima), Pozo Izquierdo, Gran Canaria (maritimes Klima), auf der Zugspitze, Deutschland (polares Klima) sowie in Stuttgart und Freiburg, Deutschland (gemäßigtes Klima)

aufgebaut und mit Sonnenkollektoren und Komponenten von Sonnenkollektoren bestückt, vgl. Abbildung 2. Die Umgebungsbedingungen (Umgebungstemperatur, relative Luftfeuchte, Luftdruck, Windstärke und –richtung, Regen, hemisphärische Bestrahlungsstärke und UV-Strahlung) sowie die Absorbertemperaturen und teilweise auch die in den Klebeverbindungen auftretenden Temperaturen werden kontinuierlich erfasst.



Abbildung 2: Exemplarische Darstellung des Expositionsstandort in Kochi, Indien

Basierend auf der quantitativen Ermittlung der Beanspruchung aus einer Umweltdatenbank und den an den Expositionsstandorten aufgenommenen Messdaten werden die Betriebsbedingungen für die Sonnenkollektoren in Abhängigkeit von den Klimazonen definiert [3]. Auf dieser Datengrundlage werden dann Prüfverfahren für die beschleunigte Alterung von Sonnenkollektoren infolge von Temperatur, Feuchte, UV-Strahlung und salzhaltiger Atmosphäre bzw. deren Kombinationen entwickelt. Im ersten Schritt werden Schnellprüfverfahren für die Alterung in Folge einzelner Degradationsfaktoren entwickelt. Die Erweiterung der Schnellprüfverfahren auf die Kombination verschiedener Degradationsfaktoren erfolgt im zweiten Schritt.

Bei der Entwicklung beschleunigter Alterungsprüfverfahren ist darauf zu achten, dass durch die Verstärkung der Degradationsfaktoren keine Degradationsmechanismen hervorgerufen werden, die in der Realität nicht auftreten. Um den umfangreichen Erfahrungsschatz der Industrie bei der Entwicklung von Prüfverfahren für die beschleunigte Alterung von Sonnenkollektoren zu nutzen, aber auch um praxistaugliche Verfahren zu entwickeln, welche die Anforderungen und Interessen der Industrie angemessen berücksichtigen, erfolgt die Entwicklung der Prüfverfahren in enger Zusammenarbeit mit einer Vielzahl von Industriepartnern.

5. Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt die Anforderungen für die Entwicklung und Durchführung von Verfahren zur beschleunigten Alterung von Sonnenkollektoren. Eine entsprechend konzeptionierte und realisierte Klima-Simulations-Kammer inklusive der integrierten Bestrahlungseinrichtungen wird vorgestellt und einen Überblick über die damit realisierbaren klimatischen Bedingungen gegeben. Zusätzlich wird die methodische Vorgehensweise bei der Entwicklung von Prüfverfahren für die beschleunigte Alterung von Sonnenkollektoren beschrieben.

Danksagung

Das Forschungsprojekt „Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten“, Akronym „SpeedColl“, wird aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit über den Projektträger Jülich gefördert.

Die Verantwortung für die in dieser Veröffentlichung beschriebenen Arbeiten liegt bei den Autoren.

Literaturverzeichnis

- [1] Beate Traub, Philipp Kofler, Stephan Fischer, Harald Drück, Beanspruchung von Sonnenkollektoren unter Berücksichtigung unterschiedlicher Klimazonen und Anwendungen. In: Vajen, K. (Hrsg.): 22. Symposium Thermische Solarenergie. 09. bis 11. Mai 2012, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Seite 154 – 155 (Kurzfassung). Regensburg 2012. ISBN: 3941785893
- [2] DIN EN 12975-2: 2006, Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren
- [3] Philipp Kofler, Beate Traub, Stephan Fischer, Harald Drück, Belastungsmonitoring an exponierten Sonnenkollektoren – Vergleich relevanter Alterungseinflüsse auf Sonnenkollektoren in gemäßigten und tropischen Klimazonen, Veröffentlichung im Tagungsband zum 23. Symposium Thermische Solarenergie. 24. bis 26. April 2013, Kloster Banz, Bad Staffelstein.