



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und
Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht 8. Dezember 2011

Applied Research und (inter)nationale Dissemination und Vernetzung

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Solarwärme
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

Institut für Solartechnik SPF
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
www.solarenergy.ch

Autoren:

Elimar Frank, Institut für Solartechnik SPF, elimar.frank@solarenergy.ch
Stefan Brunold, Institut für Solartechnik SPF, stefan.brunold@solarenergy.ch
Paul Gantenbein, Institut für Solartechnik SPF, paul.gantenberin@solarenergy.ch
Robert Haberl, Institut für Solartechnik SPF, robert.haberl@solarenergy.ch

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns

BFE-Programmleiter: Jean-Christophe Hadorn

BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153800 / 102957

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Abstract

Um flexibel, schnell und gezielt auf Anfragen seitens der Solarthermie-Stakeholder (öffentlich, Industrieverbände, etc.) und der „Thermischen Solarenergie-Szene“ zu reagieren, werden am SPF als Kompetenzzentrum Solarthermie Aktivitäten initiiert, die Forschungsergebnisse von allgemeinem Interesse produzieren, welche sich aus verschiedenen Gründen nicht in grössere Forschungsprojekte einbinden lassen bzw. die möglichst schnell erarbeitet und verbreitet werden sollen. Die Aktivitäten aus den Jahren 2009 bis 2011 werden in diesem Bericht zusammengefasst. Ergänzend zu diesen sogenannten „applied research“-Aktivitäten ist für die nicht zwingend projektgebundene Kontinuität der nationalen und internationalen Vernetzung die aF&E-bezogene Mitarbeit des SPF in verschiedenen Gremien und working groups sowie die aktive Mitgliedschaft in Verbänden nötig. Hier werden insbesondere die Ergebnisse und Erkenntnisse aus dem Bereich ‚applied research‘ regelmässig zielführend eingebracht und verbreitet.

Applied Research

Um flexibel, schnell und gezielt auf Anfragen seitens der Solarthermie-Stakeholder (öffentlich, Industrieverbände, etc.) und der „Thermischen Solarenergie-Szene“ zu reagieren, können am SPF als Kompetenzzentrum Solarthermie mit vergleichsweise kleinem Verwaltungsaufwand Aktivitäten initiiert werden, die Forschungsergebnisse von allgemeinem Interesse produzieren, welche sich aus verschiedenen Gründen nicht in grössere Forschungsprojekte einbinden lassen bzw. die möglichst schnell erarbeitet und verbreitet werden sollten.

In den Jahren 2009 bis 2011 zählte zu diesen Aktivitäten vor allem die Bearbeitung folgender Themen, die anschliessend kurz erläutert werden:

- Die Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Ausgasung von Kernmaterialien für Vakuumisolationen
- Der Aufbau eines Instrumentes zur Bestimmung des Absorptions- und Emissionsgrades von Absorberrohren
- Die Experimentelle und theoretische Untersuchung des Einflusses von Schichtladeeinrichtungen und optimierter hydraulischer Systemverschaltung auf den solaren Deckungsgrad
- Mitarbeit im IEA SHC Task 42 (ECBCS Annex 24)
- Überprüfung der Belastbarkeit von Wärmeträgern und von Korrosion in Kombinationen mit Materialien im Solarkreis
- „Neue Materialien“ 2011 (2. Halbjahr: Prüfung der Langzeitbeständigkeit von Rohrverbindungen gegenüber dem Auftreten von Dampf und Kondensation in einem solarthermischen Kollektorkreis)

Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Ausgasung von Kernmaterialien für Vakuumisolationen

Die Stabilität der physikalischen Eigenschaften von Wärmedämmstoffen unter bestimmten Einsatzbedingungen garantiert deren Verwendbarkeit. Die Ausgasung von Wärmedämmstoffen reduziert deren Einsatzbereich und die Einsatzdauer oder schliesst sogar die Anwendung aus. Besonders Kernmaterialien zum Einsatz in Vakuumisolationen dürfen nicht ausgasen, da sonst deren Funktion verändert bzw. verschlechtert wird.

Das Mass der Ausgasung wird über Massenänderung in Funktion der Zeit und der Temperatur quantifiziert und gibt Hinweise zum Einsatz sowie lässt Rückschlüsse auf die Qualität der Herstellungsprozesse zu. Die Identifikation der Ausgasungsstoffe und deren relativer Anteil an der gesamten Menge hilft das Langzeitverhalten der Dämmstoffe zu quantifizieren. Eine Methode zur Bestimmung der Ausgasung ist für alle Vakuum-Dämmstoffhersteller relevant.

In einer dafür aufgebauten Vakuum-Testapparatur wurde die Materialmenge in Funktion der Zeit und der Temperatur bestimmt. Mit den entsprechenden Flanschen und Vakuumdurchführungen wurde an der Vakuumapparatur ein Massenspektrometer montiert. Damit lassen sich die Ausgasungsprodukte identifizieren und relativ zu einander quantifizieren.

Die detaillierten Ergebnisse sind in einem separaten Bericht beschrieben (vgl. Annex I)

Aufbau eines Instrumentes zur Bestimmung des Absorptions- und Emissionsgrades von Absorberrohren

Um die optischen Eigenschaften von Solarabsorberrohren bestimmen zu können, soll eine spezielle Messeinheit für das bestehende FTIR entwickelt und installiert werden. Ein auf Ulbricht'sche Kugeln basierendes Konzept, wie dies für plane Absorber seit Jahrzehnten erfolgreich angewandt wird, kommt für gekrümmte Oberflächen zunächst nicht in Frage. Daher soll hier ein vollkommen neuartiges Konzept ausgearbeitet werden, welches auf dem photo-akustischen Prinzip beruht. Danach erzeugen von einer Oberfläche absorbierte modulierte elektromagnetische Wellen (Licht) Temperaturschwankungen, welche ihrerseits Schallwellen induzieren. Die Intensität dieser Schallwellen ist ein Mass für absorbierte Leistung und damit auch ein Mass für den Absorptionsgrad der Oberfläche.

Prinzipiell bieten sich drei Varianten für die Schallmessung an:

- Messung des Körperschalls durch ein an das Absorberrohr gekoppeltes Körperschallmikrophon.
- Messung des an der Oberfläche des Absorberrohres induzierten Schalls mittels eines an eine kleine Messzelle gekoppelten Mikrophons.
- Messung des durch die Rohrwandung an den Innenraum des Rohres übertragenen Schalls.

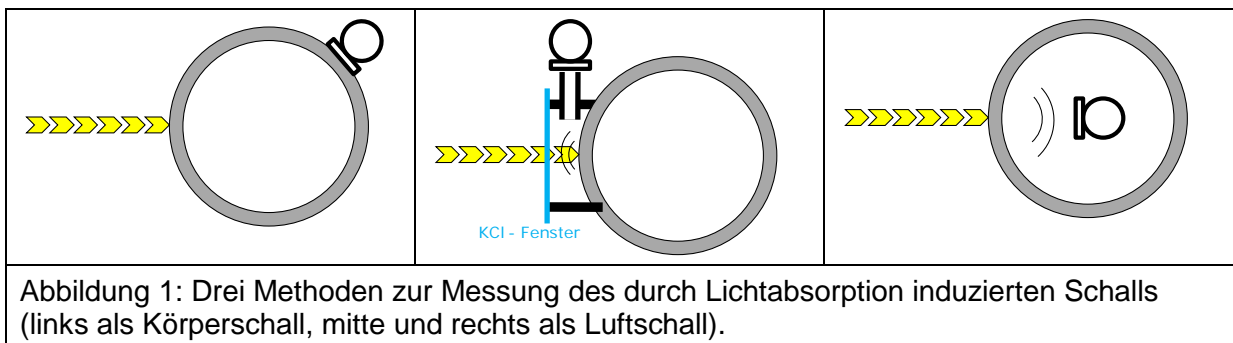


Abbildung 1: Drei Methoden zur Messung des durch Lichtabsorption induzierten Schalls (links als Körperschall, mitte und rechts als Luftschall).

Erster Schritt: Überprüfung der Variante a.

Dieser Aufbau ist für eine Messeinheit sehr vorteilhaft und mit dem geringsten Aufwand, sowohl im Aufbau als auch im Einsatz, verbunden. Das Kontaktmikrophon wird auf das zu messende Absorberrohr geklemmt und das Absorberrohr wird in der Probenkammer des FTIR im Brennpunkt platziert. Um zu überprüfen ob bei der Verwendung der FTIR internen Lichtquellen überhaupt ein messbares Körperschallsignal induziert wird, wurde anstelle des Absorberrohres ein geschwärztes Mini-Körperschallmikrophon (2mm x3mm x5mm) direkt in den Brennpunkt gestellt. Trotz des Einsatzes mehrstufiger Mikrophonverstärker konnte kein dem modulierten Licht zuordnen bares Signal gemessen werden. Störsignale hingegen, wie etwa das Schliessen der Labortüre oder die Schritte des Laboranten konnten deutlich gemessen werden.

Zweiter Schritt: Überprüfung der Variante b.

Dieser Aufbau ist für eine Messeinheit die unvorteilhafteste Variante und mit dem höchsten Aufwand, sowohl im Aufbau als auch im Einsatz, verbunden. Dennoch wurde diese Variante noch vor der Variante c überprüft, da Variante c nur Erfolg haben kann, wenn auch Variante b erfolgreich ist.

In Variante b wird eine kleine, hermetisch beinahe dichte Zelle auf das Absorberrohr gesetzt. Das modulierte Licht fällt durch ein Fenster auf die Oberfläche des Rohres. Der dort innerhalb der Zelle induzierte Schall wird mittels eines an die Zelle angeschlossenen Mini-Mikrophons gemessen.

Der Einfachheit halber wird hier zunächst ein flacher Absorber an Stelle eines Absorberrohres verwendet (siehe Abbildung 2). Abbildung 3 zeigt das gemessene Schallsignal, welches durch das mittels eines Interferometers modulierte Licht erzeugt wird. Das Signal – Rauschverhältnis ist jedoch deutlich zu klein, um daraus ein verwertbares Spektrum berechnen zu können. Andererseits sind auch hier die durch die Umgebung verursachten Störsignale um ein vielfaches grösser.

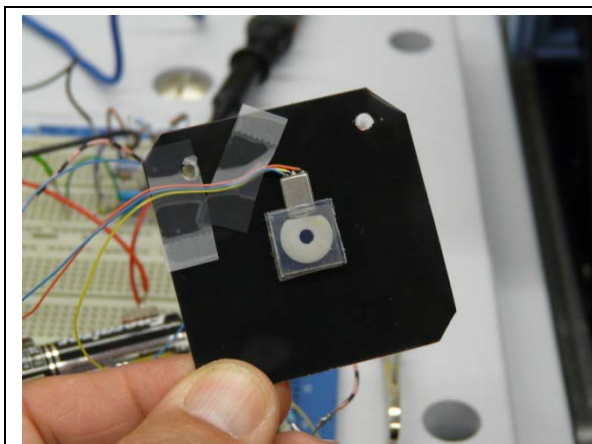


Abbildung 2: Messzelle auf Absorber

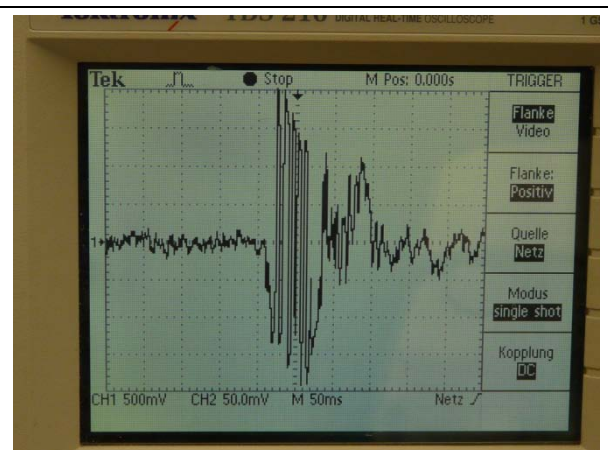


Abbildung 3: Gemessenes Schallsignal (Interferogramm).

Fazit

Diese Messmethode eignet sich aufgrund der hohen Empfindlichkeit gegenüber Fremdschall bei gleichzeitig extrem niedriger Signalstärke nicht für die Umsetzung in ein Standard-Messgerät.

Experimentelle und theoretische Untersuchung des Einflusses von Schichtladeeinrichtungen und optimierter hydraulischer Systemverschaltung auf den solaren Deckungsgrad

Die Diskussion um den Einfluss von Schichtladeeinrichtungen in Speichern auf den Jahresdeckungsgrad von Solaranlagen wird immer wieder in der Szene kontrovers diskutiert. Meist wird dabei Bezug genommen auf die Bestimmung des Einflusses auf den Jahressystemertrag durch Simulationsstudien. Dabei ist jedoch unklar, ob ein Speicher ohne Schichtbeladeeinrichtungen prinzipiell zu gut gerechnet wird, weil die üblichen Simulationsmodelle in Polysun, TRNSYS etc. die strömungsbedingte Durchmischung nicht berechnen. Dies gilt insbesondere, wenn mit hohen Beladevolumenströmen zu rechnen ist (Wärmepumpe als Nachheizung, aber auch viele „klassische“ Systeme mit Öl-, Gas- oder Pelletkessel, deren Systemanbieter beispielsweise lediglich eine on/off-Regelung für die Nachheizung vorsehen).

Am SPF wurde mit dem Kombisystemteststand in Kombination mit dem Concise Cycle Test wiederholt gezeigt, dass vor allem die hydraulische Verschaltung von Systemen oft nicht optimal konfiguriert ist, was z.B. zu übermäßigem Takten des Kessels führt. Der Einfluss von Schichtladeeinrichtungen hängt aber stark von dem hydraulischen Gesamtkonzept ab. Dies führt zu unterschiedlichen Philosophien der Hersteller: Möglichst gute (teure) Schichtbeladeeinrichtungen, die ihre Stärken aber nur bei möglichst hohen und wenig bzw. gar nicht

geregelten Beladevolumenströmen und –leistungen haben, bis hin zu der Auffassung, mit einem hydraulisch optimierten System bringen Schichtladeeinrichtungen keine Vorteile.

In den letzten Jahren erfolgten wiederholt Messaufträge an das SPF, bei denen die Hersteller nachvollziehbarerweise aber lediglich Tests (u.a. CCT) in Auftrag geben, welche die Stärken ihres Konzepts hervorheben.

Im Rahmen eines Herstellerauftrags wurden 2010 am SPF mehrere CCT durchgeführt:

- Test 1: Speicher mit einer als sehr gut schichtend angenommenen Schichtladeeinrichtung, Standardvariante mit Einbindung eines modulierenden und kondensierenden Ölkessels über die Anschlüsse 1 (Vorlauf) und 3 (Rücklauf). Der Kessel belädt bei Anforderung mit voller Leistung den Speicher.
- Test 2: Speicher mit einer als sehr gut schichtend angenommenen Schichtladeeinrichtung, Anschluss des Ölkessels mit veränderter Hydraulik: Bei Warmwasseranforderung durch die Anschlüsse 1 (Vorlauf) und 3 (Rücklauf), bei Heizungsanforderung wird durch zusätzliche Umschaltventile durch die Anschlüsse 10 (Vorlauf) und 2 (Rücklauf). Die Solltemperatur des Kessels beträgt bei Warmwasseranforderung ca. 60 °C, bei einer Heizungsanforderung ergibt sich die Vorlauftemperatur aufgrund der Vorlaufsolltemperatur der Raumheizung plus einer Hysterese. Somit kann der Ölkessel die Leistung entsprechend der aktuellen Randbedingungen modulieren.
- Test 3: Für diesen Test wurde der Speicher aus Test 2 gegen ein identisches Modell ohne die Schichtladeeinrichtung getauscht. Alle anderen Bedingungen (Umschaltventile, Wahl der Speicheranschlüsse, Regelung des Ölkessels etc.) bleiben gleich.
- Test 4: Im vierten Test wurden der Ölkessel, die Mischgruppe zur Raumheizung und die emulierten Kollektoren belassen. Getauscht wurden der Speicher und die hydraulische Verschaltung des Systems. Die Solarkreisstation wurde im Primärkreis belassen, der externe Wärmeübertrager (WÜ) wurde durch einen internen WÜ ersetzt (somit ist nur noch eine Pumpe im Kollektorkreis nötig). Zur Warmwassererzeugung wurde ebenfalls der externe WÜ (Frischwasserstation) durch einen internen WÜ ersetzt.

Anhand der Gesamtanalyse der Messungen kann ein System mit einem Speicher, der völlig ohne Schichtbeladung betrieben wird, verglichen werden mit einem System, das einen annähernd perfekt schichtenden Speicher hat, um die Frage nach dem realen (d.h. nicht primär über Simulationen bestimmten) Einfluss der Schichtbeladung mit konkreten und systematisch vergleichbaren Ergebnissen zu klären. Die Ergebnisse der verschiedenen 12-Tages Tests wurden in Tabellen und Grafiken zusammengefasst. Die ermittelten Nutzungsgrade gelten dabei für die 12-tägige Prüfdauer und können von den Jahresnutzungsgraden abweichen, die noch durch entsprechende Simulationen zu ermitteln sind. Die detaillierten Ergebnisse sind in einem separaten Bericht zusammengefasst, vgl. auch Annex II.

Activities in the IEA SHC Task 42 (ECBCS Annex 24)

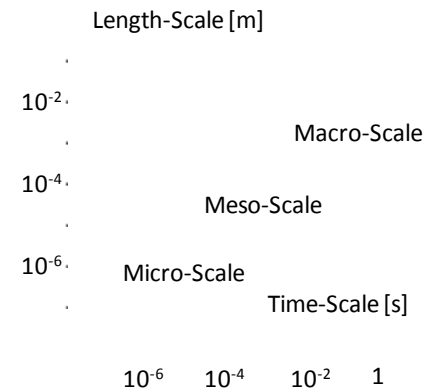
SPF is actively contributing to the IEA SHC Task 42 (ECBCS Annex 24) “Compact Thermal Energy Storage: Material Development for System Integration.”, mainly in Working Group A3 (Numerical Modelling). The activities in this Working Group aim at developing and testing numerical models that help to understand and optimise the material behaviour and the dynamic behaviour of compact thermal energy storage systems and components based on Phase Change Materials (PCM's) and Thermo Chemical Materials (TCM's). Ultimately, these numerical models could help to find ways to optimise the materials in combination with the system components. The activities in this working group help to lay the basics for such models.

The Working Group includes the following activities:

- Micro-scale modelling
- Meso-scale modelling
- Macro-scale modelling

- Multi-scale approach
- Thermo-mechanical modelling
- Reactor models

Not all activities receive the same amount of attention in the Working Group and the distinction between the various scales is not always clear. The figure presents an attempt to quantify the micro-, meso- and macro-scales in a time-length framework but it has to be realised that the definition of the scales is highly dependent on the problem at hand.



Deliverable A3.1 deals with the state-of-the-art modelling techniques of TCM/PCM-materials on micro-, meso- and macro scales. Thermal energy can be stored in materials because of their internal energy based on the electronic structure of the basic particles like atoms, molecules, clusters or just the “unit cell”. The knowledge of the thermodynamic properties and the dynamical behaviour of all the materials and the components is the basis for the design of a storage device. In the developing process of a heat storage device experiments play a dominant role because in the prototype stadium a physical system has to be built to acquire measurement data for a fine tuning of the pilot and market product. In this development process numerical modelling plays the role of reducing the number of time consuming and cost intensive experiments. And modelling should help to understand how the limiting parameters can or should be adapted for the assigned task.

Definition of micro-, meso- and macro-scales in a time-length framework.

The motivation is to make a transition from rules of thumb to more precise analytic functions for the design of storage units with a low number of input parameters to transfer the dynamical behaviour through equations to a system simulation tool like TRNSYS.

For the end of 2010 the report A3.1 “State-of-the-art of modeling techniques of TCM/PCM-materials on micro-, meso- and macro scales” of the Working Group on Numerical Modelling was completed by Camilo Rindt from TU Eindhoven and Paul Gantenbein from Institut für Solartechnik SPF. Most activities are in the meso-scale range of PCM application for storage of thermal energy. The A3.1 report will be published on the IEA SHC Task 42 homepage (<http://www.iea-shc.org/task42/>).

For the end of 2011 the report A3.2 “Collection of experimental data on the behavior of TCM/PCM-materials which can be used to bench-mark numerical codes” will be finished. Paul Gantenbein (SPF) served as editor of this report which will also be published on the IEA SHC Task 42 homepage (<http://www.iea-shc.org/task42/>).

Überprüfung der Belastbarkeit von Wärmeträgern und von Korrosion in Kombinationen mit Materialien im Solarkreis

In thermischen Solaranlagen wird die Wärme aus den Kollektoren mit einem Fluid in den Speicher bzw. den Ort des Wärmebedarfs transportiert. In der Anwendung für Warmwasser und Heizung sind diese Fluide hauptsächlich Glykol-Wasser-Gemische. Wird die Wärme aus den Kollektoren nicht abgeführt, weil kein Bedarf besteht, dann kann die Solaranlage in Stagnation (bei hoher Temperatur) gehen. Diese Stagnationstemperatur liegt für Flachkollektoren im Bereich von T=200°C und belastet das Glykol-Wasser-Gemische in der Art, dass ein Teil davon in den dampfförmigen Zustand über geführt wird und der Rest aus dem Kollektor in das Expansionsgefäß gepresst wird. Fluidhersteller geben den Einsatzbereich für ihre Glykole mit T<170°C an und weisen auf eine permanente Degradation bei Temperaturen T>170°C hin, wobei diese Degradationen bei Temperaturen T>200°C irreversibel sind.

Durch die vermehrten, kostengetriebenen Aktivitäten zum Einsatz von Aluminium als Material nicht nur für Absorberbleche, sondern auch für Absorberrohre – oder Kunststoffabsorber – steigt die Anforderung an die Glykol-Wasser-Mischung bezüglich der Inhibitoren und deren korrosionshemmenden Eigenschaften, weil nun im Fluid führenden Rohrleitungskreis mit Aluminium quasi ein „Opferanode“ eingebaut wird. Diese Kombination von hoher thermischer

(Temperatur) und Materialkontakt-Belastung in thermischen Solaranlagen ist neuartig und ein Labortest am Fluid in Kontakt mit Aluminium und den anderen hauptsächlich in einer Solaranlage vorkommenden Materialien soll Aufschluss über die im Hinblick auf eine Lebensdauer von 20 Jahren ablaufenden „Alterungsverhalten“ geben. Somit ist die Testapparatur analog einer Solaranlage aufzubauen, wobei deren Komponenten die hauptsächlichsten Materialien wie Kupfer, Stahl und Messing sowie Dichtungsmaterial enthalten müssen. Zu beachten ist dabei der Einsatz von Messingbauteilen wie Armaturen in fluidführenden Bereichen, welche keine lange andauernden hohen Temperaturen ausgesetzt sind. Damit ist der Test in Form 600 zyklischer Temperaturänderungen zwischen Wärmeabgabe von $T=60^{\circ}\text{C}$ (Wärmetauscher im Speicher) und Kollektor-Stagnationstemperatur $T=200^{\circ}\text{C}$ durchzuführen. Die Strömung des Fluides hat dabei eine mittlere Geschwindigkeit, wie sie in einem Kollektorfeld gemäss Auslegung auftreten soll. Zur Spülung einer Solaranlage – beim Austausch von altem Fluid gegen neues - bieten Fluidhersteller spezielle Fluid an, um Rückstände des alten Fluides zu entfernen und damit die beschleunigte Alterung des neuen Fluides durch das alte zu verhindern. Unsere bis anhin gemachte Erfahrung zeigt allerdings, dass eine Testapparatur jedoch auch durch mehrfaches Spülen mit Osmosewasser gereinigt werden kann.

Parallel zu unseren Aktivitäten ist durch FQZ Oderbrücke gGmbH in Deutschland eine Arbeitsgruppe ins Leben gerufen worden in welcher teilweise Vergleichbare Ideen verfolgt jedoch in einer Testapparatur aus rostfreiem Stahl in Anlehnung zum ASTM 1384 Standard Versuche durchgeführt werden. In diesen ASTM Versuchen werden in Fluid eingetauchte metallische Coupons (Cu, Stahl, Messing, Al, etc.) einer zyklischen Temperaturbelastung ausgesetzt und nach der Versuchsdauer der Materialabtrag (Materialzunahme) gravimetrisch bestimmt. Wir erachten diese Anlehnung an ASTM 1384 in einer rostfreien Apparatur jedoch als zu wenig nah an den Verhältnissen einer thermischen Solaranlage, wo auch die Fluidströmung die Ausbildung eines Korrosionsschutzfilms auf den Fluid enthaltenden Behältnissen stören kann. Ein nächstes Treffen dieser Arbeitsgruppe wird in Dezember 2011 oder Januar 2012 stattfinden. SPF wird an diesem Treffen teilnehmen und die Notwendigkeit der „solaranlagennahen Versuche“ vorschlagen. Die Arbeiten am Institut für Solartechnik SPF zu diesem Projekt sind noch nicht abgeschlossen.

„Neue Materialien in der Solarthermie“ 2011 (2. Halbjahr, Prüfung der Langzeitbeständigkeit von Rohrverbindungen gegenüber dem Auftreten von Dampf und Kondensation in einem solarthermischen Kollektorkreis)

Das am SPF bearbeitete Projekt „Neue Materialien in der Solarthermie“ (BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153802 / 102959, Laufzeit 01.01.2009 – 01.07.2011) befasst sich mit der Fragestellung der Einsetzbarkeit von neuen Materialien, insbesondere von Kunststoffen, in solarthermischen Anwendungen. Aufgrund aktueller Entwicklungen von Schweizer Pressfittingssystemanbietern wurde dieses Projekt im Winter 2010 inhaltlich erweitert, um der Fragestellung nach der Einsetzbarkeit von Pressverbindingssystemen im Kollektorkreislauf nach zu gehen. Dazu wurde ein Test ausgearbeitet, welcher die auf eine Rohrverbindung während 20 Jahren realem Einsatz wirkende Belastung nachstellen soll (Vgl. Annex III). Es hat sich gezeigt, dass die Dauer dieses Tests den ursprünglich vorgesehenen zeitlichen Rahmen des Projektes „Neue Materialien in der Solarthermie“ sprengen würde. Deshalb wurde die Laufzeit dieses Projekt bis 01.10.2012 verlängert. Finanziert wird die Verlängerung zu Lasten des Projektes „Applied Research und (inter)nationale Dissemination und Vernetzung“ (BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153800 / 102957).

(Inter)Nationale Dissemination und Vernetzung

Ergänzend zum applied research ist für die nicht zwingend projektgebundene Kontinuität der nationalen und internationalen Vernetzung die F&E-bezogene Mitarbeit des SPF in verschiedenen Gremien und working groups sowie die aktive Mitgliedschaft in Verbänden nötig. Hier werden insbesondere die Ergebnisse und Erkenntnisse aus dem Bereich applied research regelmässig zielführend eingebracht und verbreitet. Einige zentrale Aktivitäten in diesem Bereich aus den Jahren 2009 bis 2011 werden im Folgenden aufgeführt.

OTTI-Symposium-Beiratschaften (Thermische Solarenergie, Aktiv-Solarhaus)

Durch Prof. Matthias Rommel und Stefan Brunold ist das SPF mit zwei Mitgliedern im Beirat des **OTTI-Symposiums Thermische Solarenergie** vertreten. Für das 21. Symposium im Frühjahr 2011 ist Matthias Rommel gebeten worden, die fachliche Leitung zu übernehmen. Zu den sonstigen Tätigkeiten als Beirat gehören z.B. Sitzungsleitungen und Bewertungen von Beiträgen und Postern während der Veranstaltungen, die Auswahl von eingeladenen Referenten sowie die Beurteilung eingereicherter Beiträge und deren Zuordnung zu einer Präsentationsart (Vortrag, Poster) im Vorfeld des Symposiums.

Beim 19. Symposium Thermische Solarenergie 2009 war das SPF mit folgenden Beiträgen vertreten:

- Ruesch, F., Brunold, S.: 20 Jahre Freibewitterung von Kollektorabdeckungsmaterialien. Tagungsband 19. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2009.
- Haller, M., Haberl, R., Dröscher, A., Konersmann, L., Frank, E.: Vergleich verschiedener Ansätze zur Simulation von Öl- Gas- und Pellets-Kesseln. Tagungsband 19. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2009.
- Gantenbein, P., Machein, T., Frank, E.: Solar Cooling - Ökonomische Bewertung & CO₂ Bilanzierung. Tagungsband 19. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2009.

Beim 20. Symposium Thermische Solarenergie 2010 war das SPF mit folgenden Beiträgen vertreten:

- Gantenbein, P., Helfenberger, R., Frank, E.: Wärmeabwurf aus einer solarthermisch getriebenen LiBr-H₂O Absorptionskältemaschine durch gepulstes Besprühen eines Trockenkühlers mit Wasser. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.
- Ruesch, F., Frank, E.: Entwicklung einer Testprozedur zum systematischen Vergleich von Frischwassermodulen. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.
- Haller, M., Frank, E., Trinkl, C., Zörner, W.: Systematische Gliederung der Systemkombination von solarthermischen Anlagen und Wärmepumpen. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.
- Haberl, R., Konersmann, L., Frank, E.: Erweiterte Systembewertung mit dem Concise Cycle Test am Beispiel von PelletSolar. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.
- Logie, W., Reber, A., Frank, E., Haller, M.: Experimentelle und numerische Untersuchungen von eingetauchten Wärmeübertragern zur Be- und Entladung von Warmwasserspeichern. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.
- Brunold, S.: Entwicklung von Kunststoffkollektoren: Grundlegende Fragestellungen und Ergebnisse eines Forschungsprojektes. Tagungsband 20. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 2010.

Beim 21. Symposium Thermische Solarenergie 2011 war das SPF mit folgenden Beiträgen vertreten:

- Haller, M., Frank, E.: Steigert die Nutzung von Solarkollektoren als Wärmequelle für Wärmepumpen die System-Arbeitszahl? Tagungsband 21. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2011.
- Konersmann, L., Frank, E.: SoWaDis: Solarthermische Wasseraufbereitungsanlage für Entwicklungsländer. Tagungsband 21. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2011.
- Ruesch, F., Frank, E.: Einfluss von Rohrleitungen auf die Veränderung propagierender Temperaturprofile. Tagungsband 21. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2011.
- Haberl, R., Frank, E.: Experimentelle Untersuchung des Einflusses der Speicherschichtung auf den Anlagennutzungsgrad. Tagungsband 21. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2011.
- Philippen, D., Haller, M., Frank, E.: Einfluss der Neigung auf den äusseren konvektiven Wärmeübergang ungedeckter Absorber. Tagungsband 21. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2011.

Es ist nicht zuletzt der aktiven Beiratstätigkeit zu verdanken, dass in den Jahren 2009 bis 2011 alle vom SPF eingereichten Beiträge akzeptiert wurden (sogar mehrheitlich als Vortrag).

Seit 2008 ist das SPF durch Dr. Elimar Frank im Beirat des **OTTI-Symposiums Aktiv-Solarhaus** vertreten. Im Jahr 2010 war Dr. Elimar Frank fachlicher Leiter des 2. Symposiums, das am 22/23. September 2010 in Luzern stattgefunden hat.

Beim 1. Symposium Aktiv-Solarhaus 2009 war das SPF mit folgenden Beiträgen vertreten:

- Pidoux, S., Frank, E.: Schwachstellenanalyse bei Niedrigenergiehäusern am Beispiel der Minergie-Zertifizierung. Tagungsband 1. Otti-Symposium Aktiv-Solarhaus, Krems a.d. Donau, 2009.
- Pidoux, S., Frank, E.: Gegenüberstellung der Schweizer Gebäudestandards MINERGIE® – MINERGIE®-P und ECO. Tagungsband 1. Otti-Symposium Aktiv-Solarhaus, Krems a.d. Donau, 2009.

Beim 2. Symposium Aktiv-Solarhaus 2010 war das SPF mit folgenden Beiträgen vertreten:

- Laipple, S., Frank, E.: Ökonomische und Energetische Bewertung des Aktiv-Solarhaus-Konzepts. Tagungsband 2. Otti-Symposium Aktiv-Solarhaus, Luzern, 2010.
- Gantenbein, P., Petrasch, S., Frank, E.: Ausgasung von Kernmaterialien für Vakuumdämmstoffe. Tagungsband 2. Otti-Symposium Aktiv-Solarhaus, Luzern, 2010.

Über diese Aktivitäten konnte die Verzahnung der Forschungsaktivitäten des SPF im Gebäudebereich und die Kontakte zu Architekten im In- und Ausland vertieft werden.

Mitarbeit in den Fachkommissionen von Swissolar

In den Sitzungen der Fachkommission Solarwärme von Swissolar 2009 bis 2011 hat das SPF (Matthias Rommel, Elimar Frank, Andreas Bohren, z.T. weitere Mitarbeiter) aktiv mitgearbeitet. Für einige Sitzungen hat das SPF jeweils den zentralen fachlichen Beitrag ausgearbeitet, präsentiert und mit den anwesenden Experten diskutiert (z.B. über das Thema „Frischwassermodule“ und über das Thema „Legionellen“. Die Vorträge und weiterführendes Material sind entweder über Swissolar oder direkt beim SPF erhältlich.). Seit Herbst 2010 ist Elimar Frank zudem Mitglied der Swissolar-Fachkommission Solares Bauen.

Das SPF arbeitet im Beirat der geplanten Solarwärme-Konferenz von Swissolar (am 25. Januar 2012 in Luzern) mit.

SPF-Industrietag

Am 19. Januar 2010 hat an der Hochschule für Technik Rapperswil der SPF-Industrietag 2010 stattgefunden. Am Vormittag wurden aktuelle Beiträge zu Markt und Förderung von

Solarthermie und der Forschungsförderung des BFE vorgestellt. Anschliessend präsentierte das SPF Einblicke in die aktuellen Projekte und Tätigkeiten in den Bereichen Forschung und Testing. Das Schwerpunktthema für die Vorträge und die Diskussion am Nachmittag lautete: „Solarthermie verbindet – Kombination von Solarthermie mit Wärmepumpen“. Die Industrietage am SPF bieten die Möglichkeit für Hersteller, Planer und weitere Solarthermie-Experten, gemeinsam über neue Entwicklungen und Trends aus der Branche zu diskutieren, Kontakte zu knüpfen und zu vertiefen. Alle Beiträge sind in Deutsch, die Teilnahme ist kostenlos.

Eine unter den über 120 Teilnehmern (davon 110 aus der Schweiz) durchgeführte Umfrage zum Industrietag ergab ein durchweg positives Bild. Über 95% sahen ihre Erwartungen als erfüllt bzw. sehr erfüllt, knapp 80% wünschen sich einen jährlichen Turnus. Auf diesem Hintergrund wurde bereits am 15.03.2011 der nächsten SPF-Industrietag durchgeführt, dieses Mal zum Thema „Grosse thermische Solaranlagen“. Erneut waren die Rückmeldungen der knapp 130 Teilnehmenden sehr positiv. Für 2012 ist wiederum ein SPF-Industrietag geplant.

Tag der Sonne 2010

Am Tag der Sonne, dem 7. und 8. Mai 2010, führte das SPF einen Tag der offenen Tür durch. Der Anlass fand mit der Unterstützung der Energiestadt Rapperswil-Jona und in Zusammenarbeit mit der Interstaatlichen Hochschule für Technik Buchs NTB statt. Anlässlich des zehnjährigen Jubiläums der Internationalen Bodensee-Hochschule wurde in diesem Jahr ein Teil der Vortragsreihe „MenschenWissenschaftZukunft“ in die Veranstaltung integriert.

An beiden Tagen wurden interessierten Besuchern verschiedene Führungen durch die Prüf- und Forschungseinrichtungen des Instituts angeboten und mit Vorträgen rund um die Nutzung der Solarenergie ergänzt. Der Öffentlichkeit wurde die Möglichkeit geboten, den Stand der Technik und zukünftige Entwicklungen mit den Experten vom SPF und den Vortragenden zu diskutieren. Gemessen an der Popularität der Themen und der Öffentlichkeitsarbeit war die Besucherzahl an beiden Tagen leider deutlich unter den Erwartungen.

Mitarbeit bei CombiSol

Das SPF hat an dem europäischen Verbundprojekt CombiSol (www.combisol.eu), das über das Programm „Intelligent Energy Europe“ finanziert wird, als „observer“ teilgenommen, da eine direkte Finanzierung über das genannte Programm nicht möglich war. Im Jahr 2010 fanden zwei Projekttreffen statt, von denen das zweite auch das Projekt-Abschlusstreffen war. Erneut konnte das SPF zu einigen der bearbeiteten Aufgaben beitragen (z.B. WP 2 - Promotion of standardised solar combisystems, WP 3 - Laboratory determination of primary energy savings und WP 5 - Qualitative evaluation of solar combi-systems) beitragen und von den Erkenntnissen der aktiv im Projekt beteiligten Partner profitieren. Dies ist insbesondere für die Diskussion um dynamische Systemtests und die weitere Entwicklung und Verbesserung von solarthermischen Kombisystemen und der Funktionskontrolle etc. wichtig.

Aktivitäten ISES und Reviewing-Tätigkeiten

Seit Februar 2009 ist Dr. Elimar Frank National Liaison Officer von ISES (International Solar Energy Society) und Mitglied des Governing Board von ISES Europe. Im Oktober 2010 wurde Elimar Frank darüber hinaus als Repräsentant der Schweizer ISES-Sektion zum Mitglied des ISES International Board of Directors ernannt (vgl. www.ises.org). Im September 2011 wurde Elimar Frank zum Vice President von ISES Europe gewählt. Die Amtszeit dauert zwei Jahre, und die bylaws von ISES Europe sehen vor, dass der Vice President für die folgende Amtszeit als President von ISES Europe amtiert.

Elimar Frank war topic chair für den thematischen Bereich „solar water heating“ der europäischen Solarenergie-Fachtagung (Eurosun 2010) im September 2010 in Graz und im wissenschaftlichen Beirat der genannten Konferenz. Beim ISES Solar World Congress in Kassel im September 2011 (mit etwa 700 Teilnehmenden aus mehr als 60 Ländern) war Elimar Frank ebenfalls im wissenschaftlichen Beirat der Tagung und topic chair. Gleiches gilt für die europäische Solarenergie-Fachtagung (Eurosun 2011), die im September 2012 in Rije-

ka/Kroatien stattfinden wird. Für diese Konferenz ist Elimar Frank zudem noch im organizing committee.

Zudem konnten am SPF einige review-Tätigkeiten für die von ISES publizierte Zeitschrift „Solar Energy“ angenommen und ausgeführt werden.

Annex I: Untersuchung des Ausgasungsverhaltens von VIP-Kernmaterialien unter Wärmeeinfluss

(vgl. Schlussbericht vom 30. November 2010)

Abstract

Ausgangspunkt dieser Arbeit war die Überlegung, das Einsatzgebiet von Vakuumisulationspaneelen (VIP) zu erweitern und diese in Systemen mit höheren Temperaturen (z.B. thermische Flachkollektoren mit Stagnationstemperaturen von bis zu $T_{\text{stag}}=230^{\circ}\text{C}$) einzusetzen. Ausgasungen des Kernmaterials können den Restgasdruck im Inneren vergrößern und werden durch steigende Temperaturen beschleunigt. Ein höherer Restgasdruck und damit das Vorhandensein von Gasteilchen führen zu einer Steigerung der Gaswärmeleitfähigkeit und damit einer Verringerung der Dämmwirkung des VIP, in denen die Gaswärmeleitfähigkeit durch Evakuieren des Kerns normalerweise nahezu null ist.

In dieser Arbeit wurden verschiedene Faserkernmaterialien bezüglich ihres Ausgasungsverhaltens bei Erwärmung untersucht und die dafür nötige Messapparatur konzipiert und aufgebaut. Zur quantitativen Erfassung der Ausgasungen wurden die Proben im Vakuum während einer 24h-Heizperiode (Heiztemperatur $T_{\text{Heiz}}=230^{\circ}\text{C}$ in Anlehnung an die maximalen Stagnationstemperaturen in Flachkollektoren; mittlere Proben temperatur $T_{\text{P},\emptyset}=160^{\circ}\text{C}$) gewogen und somit die Ausgasungsmassen direkt erfasst. Um die qualitative Zusammensetzung der abgegebenen Stoffe zu identifizieren, wurden die ausgegasteten Stoffe zeitgleich mit einem Massenspektrometer analysiert. Mit Hilfe der Gaszusammensetzung ist eine Zerlegung des totalen Masseverlustes in gasartspezifische Masseverluste und mit ihnen die Umrechnung in Partialdruckänderungen möglich (Modell der idealen Gasgleichung). Diese Partialdrücke verursachen Änderungen der Gaswärmeleitfähigkeit je Gaskomponente, die in eine gesamte Änderung der Gaswärmeleitfähigkeit für das Gasgemisch umgerechnet werden können.

Die Ergebnisse zeigen, dass die unbehandelten Materialien Ausgasungsraten zwischen $r=1$ und $r=9$ mg je g Probenmasse aufzeigen, wobei Materialien mit Bindemitteln die höchsten Masseverluste vorweisen. Die Gaswärmeleitfähigkeit des Gasgemisches ist jedoch nach Berechnungen bereits ab ca. $r=0,6$ mg/g Ausgasungsmasse voll ausgebildet. Alle Ausgasungen sind vor allem durch einen hohen Wasseranteil bis zu 90% bei Binder-freien Materialien gekennzeichnet. Der verbleibende Teil setzt sich aus H_2 (ca. 2%), CO (ca. 4%) und CO_2 (ca. 4%) zusammen. Enthält das Material Bindemittel, so sinkt der Wasseranteil der Ausgasungen auf ca. 40-50%. Hingegen steigt der Restanteil, der auf sich zersetzende Bindemittel beruht. Schlussfolgernd ist festzuhalten, dass die unbehandelten Materialien (vorzugsweise ohne Binder) definitiv eine Temperaturvorbehandlung mindestens zur Eliminierung von Wasser benötigen, um sie für „Hochtemperatur-VIPs“ einsatzfähig zu machen. Das Identifizieren einer solchen Temperaturvorbehandlung könnte als weiterführende Arbeit mit der vorliegenden Versuchsanlage durchgeführt werden.

1. Einleitung

Um thermische Verluste zu minimieren ist der Einsatz von Dämmschichten eine einfache und effektive Methode. Die dem Verlustwärmestrom Q_{Verlust} proportionale Größe ist die Wärmeleitfähigkeit λ , welche damit als Grad der Dämmleistung herangezogen werden kann. Ein niedrigerer λ -Wert bedeutet eine höhere Isolationswirkung. Konventionelle Dämmstoffe wie Glaswolle oder Polystyrolschaum besitzen λ_{total} -Werte von ca. $\lambda_{\text{total}}=0,03$ bis $\lambda_{\text{total}}=0,05$ $\text{W}/(\text{m K})$ [1]. Im Vergleich dazu sind Wärmeleitfähigkeiten der Vakuumisulationspaneelle (VIP) mit Werten zwischen $\lambda_{\text{total}}=0,002$ bis $\lambda_{\text{total}}=0,008$ $\text{W}/(\text{m K})$ [2] etwa 8 bis 10 mal niedriger. Dies äussert sich auch im benötigten Platzbedarf. Bei gleicher Isolationsleistung benötigen VIPs ca. 10 mal geringere Schichtdicken [3].

Vakuumdämmungen bestehen aus einem Kernmaterial (z.B. Glasfasern oder gepresste Schüttungen) und sind in einer gasdichten Folie eingeschweißt (vgl. Abbildung 1).



Abbildung 1: Aufbau eines Vakuumisolationspaneels [4]

Die resultierende Wärmeleitfähigkeit einer Dämmung allgemein setzt sich additiv aus den Komponenten Wärmeleitung durch das Gas (Anteil an λ_{total} : 2/3), Wärmeleitung durch die Festkörperstruktur (1/6) und Wärmetransport durch Strahlung (1/6) zusammen. In Vakuumdämmungen werden nun durch Evakuieren des inneren Kerns die Gaswärmeleitung und damit der größte Beitrag zur totalen Wärmeleitfähigkeit annähernd eliminiert. Dabei liegen in VIPs mit Kernen aus gepressten Schüttungen (z.B. Kieselsäure) Restgasdrücke im Bereich zwischen $p_{\text{Restgas}}=1$ und $p_{\text{Restgas}}=5$ mbar vor. VIPs mit Faserkernmaterialien benötigen noch niedrigere Drücke $p_{\text{Restgas}} < 1$ mbar [2], um die Gaswärmeleitfähigkeit auf ein Minimum zu senken. Abbildung 2 zeigt die Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit λ_{total} vom Restgasdruck p_{Restgas} im VIP. Es wird ersichtlich, dass bereits bei geringem Ansteigen des Restgasdrucks um wenige mbar die Wärmeleitung durch das Gas sehr stark zunimmt. Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt bei Faserkernmaterialien, wie sie in dieser Arbeit untersucht wurden. Überdies ist in Abbildung 2 der Einfluss der Porengröße (Hohlräume zwischen den Fasern bzw. Teilchen) zu sehen. Bei Material mit kleineren Poren verschiebt sich der Anstieg der Kurve weiter in Richtung höheren Gasdrucks. Es wird damit eine größere Druckänderung toleriert, bevor es zu einer unerwünschten Ausprägung der Wärmeleitfähigkeit kommt. Dieser Zusammenhang gründet sich darauf, dass die Gaswärmeleitfähigkeit entscheidend vom Verhältnis der mittleren freien Weglänge der Gasteilchen zu den Dimensionen der Poren abhängt. Ist die mittlere freie Weglänge kleiner als die Porengröße wird viel Wärmeenergie zwischen den Teilchen ausgetauscht und transportiert (Molekül-Molekül-Stöße). Ist sie größer, oder liegen entsprechend kleine Dimensionen der Poren vor, so sind Molekül-Wand-Stöße dominierend, bei denen ein Energietransport nur noch zwischen den Wärme austauschenden Oberflächen stattfindet [5]. Hier zeigt sich die Grundidee von Vakuumdämmungen, bei denen ein niedriger Restgasdruck zu großen mittleren freien Weglängen der Gasteilchen und damit einem sehr geringem Energietransport durch das Gas führt.

Ein Druckanstieg im VIP-Inneren kann vorwiegend durch zwei Prozesse hervorgerufen werden. Zum einen kann Luft durch die äußere Hülle in das Innere diffundieren und zum anderen kann das Kernmaterial selber ausgasen. Ausgasungen stellen eine Abgabe von Gasteilchen dar, die am/im Kernmaterial ad-/absorbiert sind. Durch Erwärmung wird der Vorgang der Desorption bzw. Ausdiffusion (beide führen zur Teilchenabgabe) beschleunigt. Unter dem Gesichtspunkt, dass VIPs in höher temperierten Systemen (z.B. thermische Flachkollektoren) eingesetzt werden sollen, ist es nun erforderlich, das Ausgasungsverhalten von Kernmaterialien und speziell in dieser Arbeit von Faserkernmaterialien zu untersuchen.

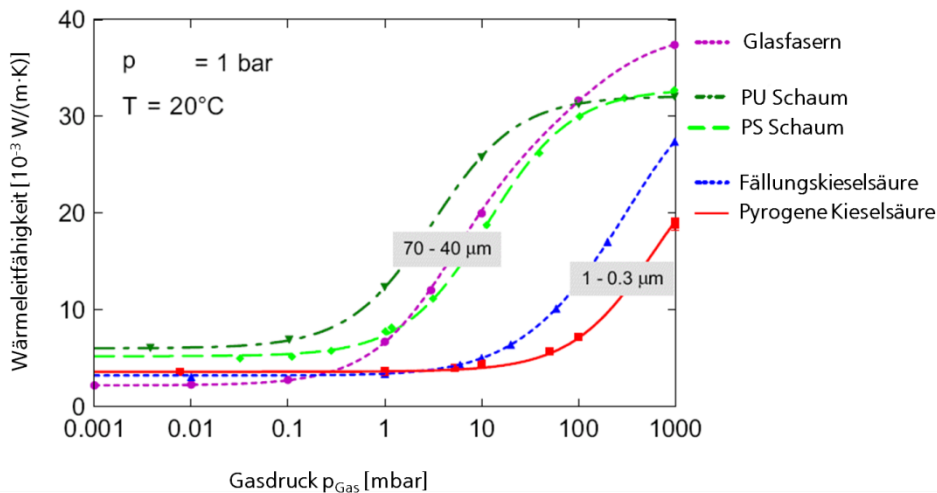


Abbildung 2: Zusammenhang Gaswärmeleitfähigkeit und Restgasdruck in VIPs bei unterschiedlichen Materialien und Porengrößen [6]

2. Ansatz der Arbeit

Um quantitativ wie qualitativ Aussagen bezüglich des Ausgasungsverhalten treffen zu können, muss zum einen erfasst werden, *wie viel* und zum anderen *was* ausgast? Die Quantität der ausgasenden Stoffe wird über den Masseverlust der Materialprobe ermittelt, indem die Probe im Vakuum während eines Heizvorgangs gewogen und der gemessene Masseverlust als direktes Mass für die Ausgasungsmenge herangezogen wird. Die Analyse der qualitativen Zusammensetzung der Ausgasungen findet mittels zeitgleich durchgeführter Massenspektrometrie statt. In Abbildung 3 sind die Zusammenhänge gezeigt, wie schlussendlich auf die Änderung des Gasdrucks und der Wärmeleitfähigkeit geschlossen werden soll.

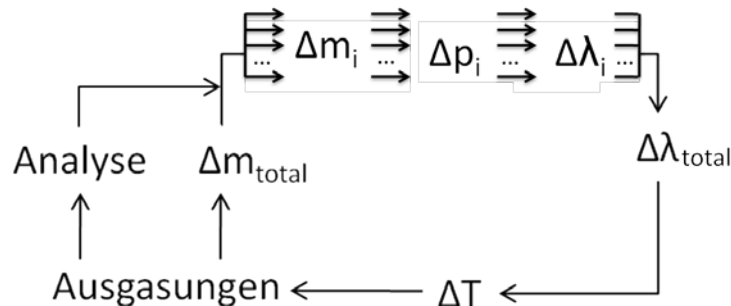


Abbildung 3: Ansatz der Arbeit

Der durch Erwärmung beschleunigte Prozess der Ausgasung äussert sich in einer Masseänderung Δm_{total} der Materialprobe. Mit Hilfe der massenspektrometrischen Analyse der Ausgasungen und damit dem Wissen der Gaszusammensetzung ist es möglich, die totale Masseänderung in gasspezifische Masseänderungen Δm_i zu zerlegen. Diese können mit dem Modell des idealen Gases in Partialdruckänderungen Δp_i und weiter in Änderungen der Gaswärmeleitfähigkeit $\Delta \lambda_i$ umgerechnet und schliesslich zu einer Änderung der totalen Wärmeleitfähigkeit $\Delta \lambda_{\text{total}}$ zusammengefasst werden [1], [7], [8]. Die geänderte Wärmeleitfähigkeit des Materials führt zu einem geänderten Temperaturverhalten der Dämmschicht. Diese kann sich immer stärker erwärmen, was zu weiteren Ausgasungen führt. Der Kreisläuft ist solange aktiv, bis durch sich einstellende Gleichgewichte keine Ausgasungen mehr stattfinden.

3. Versuchsaufbau, Ablauf, Materialien

Der für die Messungen benötigte Versuchsaufbau wurde im Rahmen dieser Arbeit konzipiert und umgesetzt. Er sollte die drei folgenden Hauptanforderungen erfüllen:

- Wägung im Vakuum
- Probenheizung
- Massenspektrometrie

3.1. Wägung im Vakuum

Zur Wägung im Vakuum war die erste Überlegung der Einsatz eines Wägebalkens mit Dehnmessstreifen (DMS). Dieser ist vergleichsweise günstig und enthält keine elektronischen Komponenten, die durch das Vakuum möglicherweise beeinträchtigt werden. Zudem sind Kunststoff- und Gummibestandteile von z.B. elektronischen Bauteilen oder Kabelisolierungen im Vakuum kritisch zu betrachten, da sie ebenfalls ausgasen und den Restgasdruck im Vakuumbehälter erhöhen können. Dies kann dazu führen, dass der für das Massenspektrometer nötige Hochvakuum-Druck von $p < 10^{-4}$ mbar nicht mehr erreicht wird. Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei DMS-Wägebalken erprobt: Einer war separat erhältlich und der zweite stammte aus einer Laborwaage, welche zu diesem Zweck umgebaut wurde. Beide Wägebalken zeigten jedoch eine zu geringe Empfindlichkeit und damit nicht genügend Teilungsschritte, um den Masseverlust hinreichend genau zu quantifizieren. Dem könnte man mit deutlich gesteigerten Probengrößen und damit grösseren Masseänderungen entgegenwirken. In diesem Fall jedoch war wegen einzuhaltender geometrischer Grenzmasse sowie angestrebter homogener Erwärmung der Probe, wie sie nur mit relativ kleinen Probengrößen erreichbar ist, kein praktikabler Einsatz möglich. Zudem trat bei beiden Wägezellen ein nicht reproduzierbares Driften auf, was eine korrekte und wiederholbare Beobachtung der Masse über längeren Zeitraum undurchführbar macht. Diese beiden Punkte – zu geringe Auflösung bei vorgesehener Probengröße und nicht reproduzierbares Driften – führten dazu, das Prinzip der DMS-Wägezelle nicht weiter zu verfolgen.

Bei der geforderten Auflösung von ca. 1mg kam als praktikable Lösung nur der Einsatz einer elektromagnetisch kompensierenden Waage (EMK-Waage) in Frage. Bei der Anschaffung einer solchen Waage wurde darauf geachtet, dass das Display abnehmbar ist, denn EMK-Waagen werden bis auf einige Modelle vorwiegend als Kompaktgeräte mit integriertem Display angeboten. Nach Rücksprachen mit dem Hersteller sollte die Waage an sich im Vakuum funktionieren, das Display hingegen ausserhalb des Vakuumbehälters platziert werden. Die Funktionsfähigkeit der Waage im Vakuum wurde bestätigt, der Einfluss des Vakuums auf das Wägeergebnis überprüft und entsprechende Korrekturfaktoren ermittelt. Diese wurden mit den angezeigten Massen verrechnet, um die tatsächlichen Massen zu erhalten.

3.2. Probenheizung

Da die Materialprobe während des Versuchs durchgehend gewogen werden sollte, kam eine Heizung mit direktem Kontakt zur Probe nicht in Frage. Stattdessen sollte die Wärmeenergie in Form von Strahlung auf das Material übertragen werden. Dafür wurde ein mechanischer Aufbau konzipiert und gefertigt. Dieser besteht aus einem glockenförmigen Strahler aus Stahlblechen, welcher mit einem Widerstandsheizleiter erwärmt wird. Um die Strahlungsverluste an die Umgebung zu minimieren und zudem zu verhindern, dass sich andere Teile der Vakuumapparatur aufheizen, wurden zwei Strahlungsschirme in Form von dünnen Aluminiumblechen integriert (Nr. 1 in Abbildung 4). Der Einsatz von PTFE-Bauteilen zur Auflage der Probe (Nr. 5 und 7) verhindert zudem einen übermässigen Wärmefluss der erwärmten Probe in das Wägesystem. Ein weiterer Strahlungsschirm unterhalb der Probe (Nr. 6) blockt überdies Wärmestrahlung ab, die sonst zur Erwärmung der Waage über die zulässige Betriebstemperatur hinaus führen würde. Abbildung 5 zeigt die Vakuumeinbauten in Form der Probenheizung und der Waage.

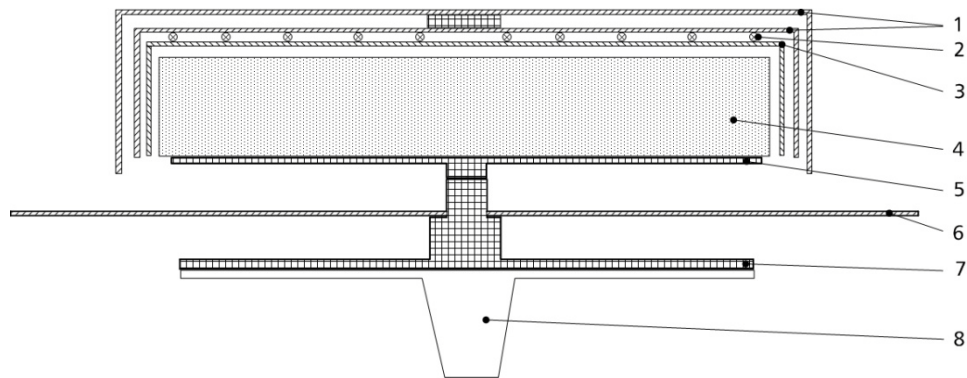


Abbildung 4: Probenheizung (1: doppelter Aluminium-Strahlungsschirm; 2: ummantelter Heizleiter; 3: Strahler aus Stahlblech; 4: Probe; 5: PTFE-Aufsatz; 6: aufgesteckter Aluminium-Strahlungsschirm; 7: PTFE-Halterung; 8: Waagenteller (bereits Teil der Waage))

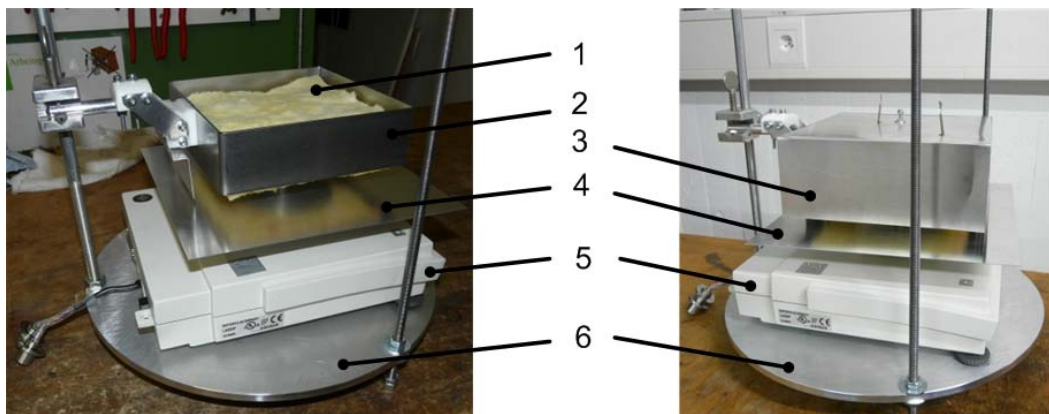


Abbildung 5: Vakuumeinbauten zur Wägung und Probenheizung (1: Probe; 2: unterer Teil des Heizstrahlers; 3: oberer Aufsatz des Heizstrahlers; 4: unterer Strahlungsschirm; 5: Waage; 6: Grundplatte mit Stabsystem)

3.3. Massenspektrometer

Die Anwendung des Massenspektrometers war in der Hinsicht kritisch, dass der nötige niedrige Betriebsdruck von $p < 10^{-4}$ mbar erreicht wird. Mit dem Einbau der Waage, die viele elektronische Bauteile enthält, und der vielen Sensorleitungen kam es zu den bereits erwähnten Ausgasungen aus vor allem Kunststoffteilen und auch aus eingeschlossenen Mikrovolumina (sog. virtuelle Lecks durch Sacklochbohrungen oder eingeschlossene Luftvolumen in elektronischen Bauteilen). Dies führte dazu, dass ein Restgasdruck im Rezipienten von unter $p = 10^{-4}$ mbar nicht mehr erreicht werden konnte, sondern dieser lediglich im Bereich um $p = 3 \cdot 10^{-4}$ mbar lag. Um dennoch Massenspektrometrie und Wägung gleichzeitig durchführen zu können, wurde das Prinzip des differentiellen Pumpens angewendet, bei dem das Massenspektrometer an einem Teilvolumen angeschlossen wird, welches durch eine Blende mit dem Hauptvolumen verbunden ist. Dieses Teilvolumen wird ebenfalls gepumpt, wodurch sich ein Druckgefälle hinter der Blende einstellt und ein ausreichend tiefer Restgasdruck erreicht wird.

3.4. Gesamtaufbau

Der gesamte Aufbau besteht aus dem Vakuumbehälter (Nr. 1 in Abbildung 6) und den o.g. Einbauten (Nr. 3 bis 5), einem großen Pumpstand (Nr. 7) für den Rezipienten, einem kleinen Pumpstand (Nr. 8) für das differentiell gepumpte Volumen (Nr. 10), dem Massenspektrometer (Nr. 11) und einigen Ventilen (Nr. 6). Eine schematische Darstellung zeigt Abbildung 6, eine fotografische Abbildung 7.

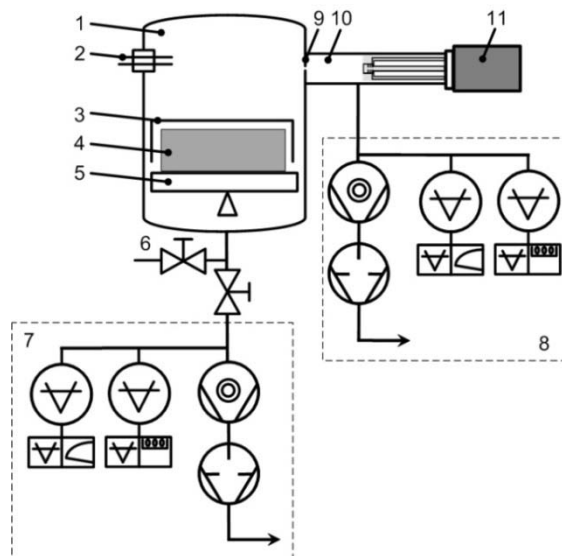


Abbildung 6: Schematischer Aufbau der Messapparatur (1: Rezipient; 2: Elektrodurchführungen (Spannung für Heizstrahler und Waage, Signalleitungen); 3: Heizstrahler; 4: Probe; 5: Waage; 6: Belüftungsventil; 7: großer Pumpstand mit dualem Druckmesssystem; 8: kleiner Pumpstand mit dualem Druckmesssystem; 9: Blende; 10: differentiell gepumptes Volumen; 11: Massenspektrometer)

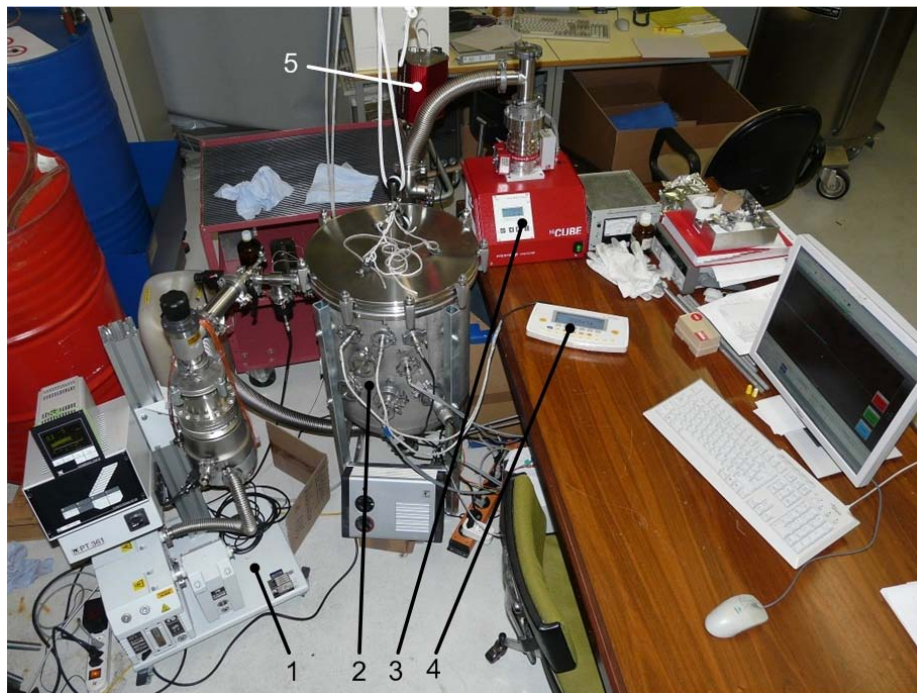


Abbildung 7: Gesamte Messapparatur (1: großer Pumpstand; 2: Rezipient mit Einbauten und Elektrodurchführungen; 3: kleiner Pumpstand; 4: externe Anzeige- und Bedieneinheit der Waage; 5: Massenspektrometer)

3.5. Versuchsablauf

Die Vorbereitung der Proben beinhaltet deren Zuschnitt auf ca. $V=150 \times 150 \times 50 \text{ mm}^3$ und eine mindestens 24-stündige Konditionierung an Laborluft ($T = 21 \pm 1^\circ\text{C}$, $rH = 35 \pm 5\%$). Die so präparierte Materialprobe wird auf den Waagenaufsatz (Nr. 5 in Abbildung 4) platziert und die Probenheizung entsprechend Abbildung 4 positioniert, wobei darauf zu achten ist, dass diese das Material nicht berührt und so die Wägung verfälscht. Liegt die Probe am richtigen Platz, wird die Aufzeichnung der Massewerte mit dem PC gestartet.

Anschliessend wird der Rezipient geschlossen und die Evakuierung initiiert. Nach drei Stunden sinkt der Restgasdruck im Rezipienten auf ca. $p=3 \cdot 10^{-4} \text{ mbar}$. Im Teilvolumen (Nr. 10 in Abbildung 6) herrscht nach dieser Zeit ein Gasdruck von $p=10^{-5} \text{ mbar}$. Dieser erlaubt das Einschalten des Massenspektrometers. Zudem wird nach drei Stunden der Heizstrahler aktiviert und innerhalb von zwei Stunden auf eine Temperatur von $T_{\text{Heiz}}=230^\circ\text{C}$ gebracht. Diese

Heiztemperatur resultiert in einer Oberflächentemperatur der heizungszugewandten Seite der Materialprobe von ca. $T_{P,O}=200^{\circ}\text{C}$. Die mittlere Proben­temperatur kann mit ca. $T_{P,\theta}=160^{\circ}\text{C}$ approximiert werden, wobei ein annähernd linearer Temperaturgradient innerhalb des Materials vorliegt, was Messungen ergeben haben.

Insgesamt wird das Material 24 Stunden lang dem eingeschalteten Heizstrahler ausgesetzt. Während dieser Zeit ist das Massenspektrometer als auch die Waagen-Aufzeichnung aktiv. Nach Beendigung der Heiz- und der darauffolgenden Abkühlphase werden Masseaufzeichnung sowie Massenspektrometer deaktiviert und nach einer weiteren Abkühlzeit der Ionenquelle des Massenspektrometers der Flutungsprozess mit Umgebungsluft eingeleitet. Daraufhin kann ein neuer Durchgang begonnen werden.

3.6. Materialien

Insgesamt wurden fünf verschiedene Fasermaterialien untersucht, die nicht vorbehandelt wurden, sich in den Punkten Grundmaterial, Zusatzstoffe und Dichte unterschieden und im Folgenden näher spezifiziert sind:

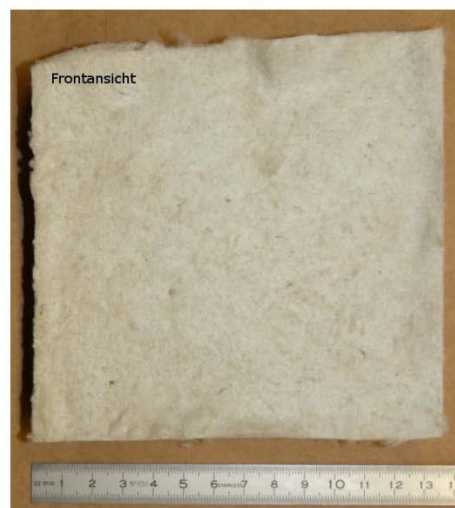
Material A: gelb, lose

- Handelsübliche Glaswolle (Bezeichnung: Integra ZKF 1-035)
- Bindemittel: Form-aldehyd-Phenolharz sowie Harnstoff und Ammoniumsulfat
- Dichte: $\approx 30 \text{ kg/m}^3$



Material B: grau, gepresst

- Kombination aus Glas- und Steinwolle (Bezeichnung „Ultimate“)
- Keine Bindemittel
- Dichte: $\approx 250 \text{ kg/m}^3$



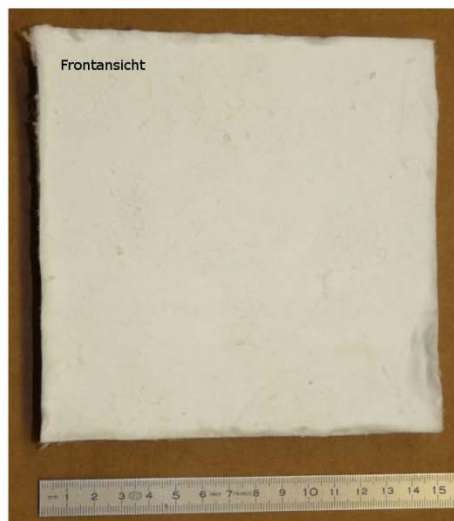
Material C: grau, lose

- Kombination aus Glas- und Steinwolle (Bezeichnung „Ultimate“)
- Bindemittel: Staubbindeöl
- Dichte: $\approx 12 \text{ kg/m}^3$



Material D: weiss, gepresst

- Reine Glaswolle
- Keine Bindemittel
- Dichte: $\approx 250 \text{ kg/m}^3$



Material E: weiss, lose

- Reine Glaswolle
- Keine Bindemittel
- Dichte: $\approx 12 \text{ kg/m}^3$



4. Ergebnisse

Wie in Abschnitt 2 beschrieben, wurde angestrebt, aus den Versuchen Angaben über quantitative Ausgasungsmengen und deren qualitative Zusammensetzung zu erhalten. Bis es mög-

lich war, brauchbare Ergebnisse mit der Apparatur zu erzeugen, wurden eine Reihe Vorversuche durchgeführt. Diese beinhalteten Untersuchungen bezüglich des Driftverhaltens der Waage, Ermittlung eventueller Korrekturwerte für das Wäageergebnis, Temperaturverhalten des gesamten Aufbaus und hier vor allem der Temperatur der Waage, sodass die zulässige Betriebstemperatur nicht überschritten wird. Aus diesen Vorversuchen extrahierte Schlussfolgerungen in Form von Optimierungsschritten sind entsprechend in den Aufbau eingeflossen und bereits in der Beschreibung in Abschnitt 3 enthalten.

Die Analyse der qualitativen Zusammensetzung basiert auf Auswertungen der aufgenommenen zeitlichen Verläufe ausgewählter relevanter Massenzahlen. Bei Erwärmung verzeichnen nun einige der Massenzahlen einen Anstieg, was auf das Vorkommen bzw. die Zunahme bestimmter Spezies hindeutet. Zur Veranschaulichung soll an dieser Stelle beispielhaft der zeitliche Verlauf der Massenzahlen 2, 18, 28 und 44 für das Material D gezeigt werden (vgl. Abbildung 8).

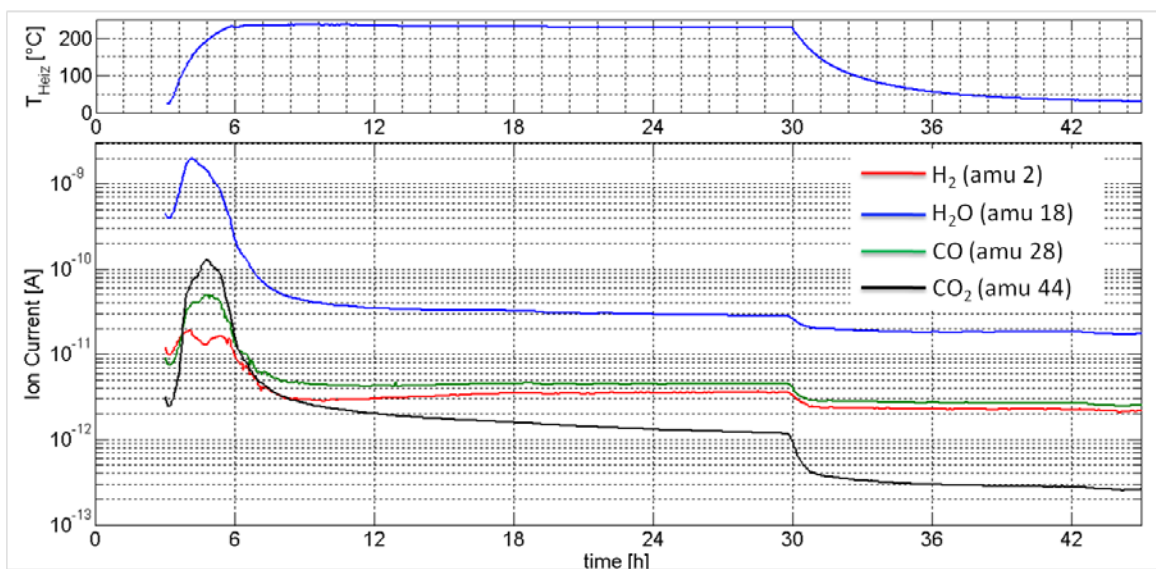


Abbildung 8: zeitlicher Verlauf der Massenzahlen 2, 18, 28 und 44 des Materials D bei Erwärmung

Aus Abbildung 8 wird einerseits die Temperaturabhängigkeit bestimmter Massenzahlen deutlich und andererseits ersichtlich, dass der größte Anteil der Ausgasungen auf Wasserdampf entfällt. Daneben sind geringe Vorkommen von Wasserstoff, Kohlenmonoxid und Kohlendioxid zu verzeichnen. Dieser Trend bestätigt sich mit zwei Ausnahmen bei allen Materialien, deren Versuchsergebnisse in Abbildung 9 zusammengefasst sind. Dieses Diagramm beinhaltet neben der Darstellung der ausgegasteten Menge in mg pro g Probenmasse auch die qualitative Zusammensetzung der Ausgasungsstoffe. Auffällig sind vor allem die Materialien A und C mit hohen Ausgasungsraten von ca. $r=9$ bzw. $r=6,5$ mg/g im Vergleich zu den anderen Materialien mit Raten zwischen $r=1$ und $r=2$ mg/g. Zudem weisen diese beiden Medien geringere Wasseranteile von 30-40% und dafür deutlich höhere Restanteile auf (rote Bereiche). Diese Restanteile ergeben sich aus Spuren verschiedenen Kohlenwasserstoff-Gruppen vorwiegend der Reihe C_nH_{2n+2} und sind auf das Vorkommen von Zusatzstoffen in Form von Bindemitteln zurückzuführen. Wie aus der Materialübersicht zu erkennen ist, beinhalten diese beiden Materialien gerade Bindemittel, was sich mit der Aussage aus den Versuchen deckt. Ausgasungen der Materialien ohne Bindemittel sind hingegen durch sehr hohe Wasseranteile von 80-90% gekennzeichnet.

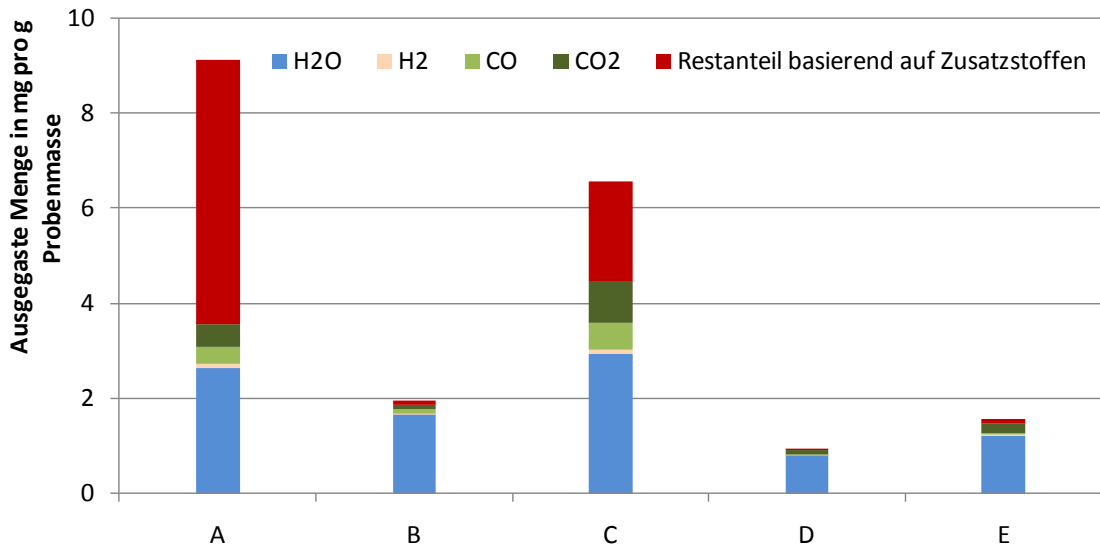


Abbildung 9: Umfang und Zusammensetzung der Ausgasungen verschiedener Fasermaterialien

Der Zusammenhang der Ausgasungsmassen und der Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit kann mit folgender Gleichung erfasst werden:

$$(1)$$

Je nach Zusammensetzung der ausgasenden Stoffe unterliegen und Schwankungen zwischen $\lambda = 0,017 \dots 0,022 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ und $\Delta m = 0,15 \dots 0,19 \text{ mg/g}$. Bei der Angabe von λ sowie aus Abbildung 10 werden ersichtlich, dass bereits geringste Ausgasungsmassen von $< 0,6 \text{ mg/g}$ ausreichend sind, um die Gaswärmeleitfähigkeit nahezu voll auszubilden. Schwankungen der Gaswärmeleitfähigkeit zwischen $\lambda = 0,017 \dots 0,022 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ sind mit der differierenden Zusammensetzung der Gase erklärbar.

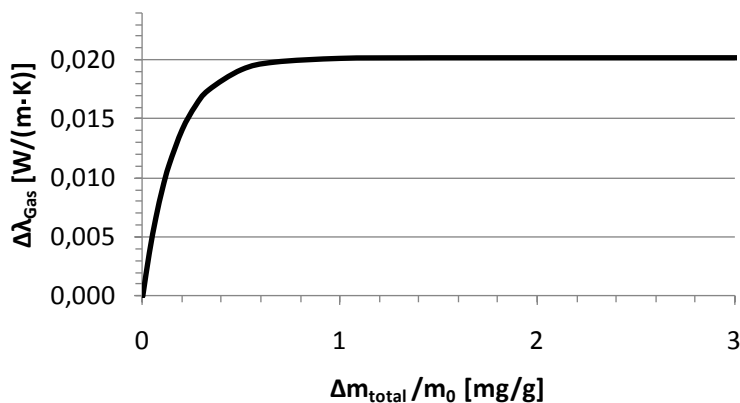


Abbildung 10: Mittlere Änderung der Gaswärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit der durch Ausgasung verursachten Masseverluste (mit $\lambda' = 0,02 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ und $m_T = 0,17 \text{ mg/g}$)

Die hier untersuchten und nicht vorbehandelten Materialien weisen sehr hohe Ausgasungsraten auf. Dies ist zunächst ganz klar darauf zurückzuführen, dass die Proben im Rahmen dieser Arbeit versuchsbedingt an Luft konditioniert wurden und mit Wasserdampf gesättigt sind, was nicht immer die Herstellerbedingungen abbildet, bei denen die Materialien unter einer gewissen Vakuumumgebung verarbeitet werden. Es wurde jedoch gezeigt, dass es in VIPs unter Wärmeeinfluss selbst durch geringste Ausgasungen zu akuten Erhöhungen der totalen Wärmeleitfähigkeit kommen und sich die Wärmeisolation bis zu einem Fak-

tor 10 verschlechtern kann. Infolgedessen kann schlussfolgernd festgehalten werden, dass Kernmaterialien, welche in Hochtemperatur-VIPs eingesetzt werden sollen, unbedingt eine umfangreiche Temperatur-Vorbehandlung (Vakuum + hohe Temperatur) durchlaufen müssen und zu überlegen ist, die während des Herstellungsprozesses vorherrschende Standard-Vakuumumgebung entsprechend anzupassen. Mit einem solchen Vorbehandlungsprozess, soll vor allem leicht eliminierbares Wasser entfernt werden, sodass es bei erneuter Erwärmung des Materials nicht zu hohen und durch Wasser geprägten Ausgasungsraten kommt. Ausgasungsraten eines solchen Materials würden *sehr viel geringer* ausfallen und damit zu deutlich kleineren Anstiegen der Wärmeleitfähigkeit führen. In wie weit durch eine Temperaturvorbehandlung ausgasende Bindemittel entfernt werden können, müsste in weiteren Versuchen geprüft werden. Generell sind die Materialien ohne Bindemittel eher für den Einsatz in VIPs zu empfehlen, da sie vorwiegend den zuvor leicht entfernbaren Wasserdampf ausgasen. Wie eine Temperaturvorbehandlung aussehen könnte, wäre ein Thema für weiterführende Untersuchungen, für die sich die aufgebaute Versuchsanlage nutzen liesse.

5. Literatur

- [1] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), *VDI-Wärmeatlas. Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang*, Springer, Berlin, 2005.
- [2] R. Caps, H. Beyrichen, D. Kraus, und S. Weismann, "Quality control of vacuum insulation panels: Methods of measuring gas pressure," *Vacuum*, vol. 82, März. 2008, S. 691-699.
- [3] R. Baetens, B.P. Jelle, J.V. Thue, M.J. Tenpierik, S. Grynning, S. Uvsløkk, und A. Gustavsen, "Vacuum insulation panels for building applications: A review and beyond," *Energy and Buildings*, vol. 42, Feb. 2010, S. 147-172.
- [4] Annex 39 Subtask A, *Study on VIP-components and Panels for Service Life Prediction of VIP in Building Applications*, Report HiPTI-IEA/ECBCS Annex 39 (Subtask A), 2005.
- [5] H. Simmler und S. Brunner, "Vacuum insulation panels for building application: Basic properties, aging mechanisms and service life," *Energy and Buildings*, vol. 37, Nov. 2005, S. 1122-1131.
- [6] U. Heinemann, "*Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit des Gasdrucks (ZAE Data)*," URL: http://www.vip-bau.de/d_pages/technik/vip/funktionsweise.htm , www.vip-bau.de - evakuierte Wärmedämmung im Bauwesen, abgerufen am 18.06.2010.
- [7] W. Umrath, *Grundlagen der Vakuumtechnik*, Köln: Leybold Vacuum, 2002.
- [8] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), *VDI-Wärmeatlas. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, VDI GmbH, Düsseldorf, 1977.

Annex II: Experimentelle und theoretische Untersuchung des Einflusses von Schichtladeeinrichtungen und optimierter hydraulischer Systemverschaltung auf den solaren Deckungsgrad

(vgl. separater Schlussbericht vom 23. November 2011)

Abstract

Für Kombisysteme mit solarthermischer Anlage stehen verschieden Speicher und entsprechende Be- und Entladekonzepte, z.B. mit internen oder externen Wärmeübertragern und/oder mit internen oder externen Schichtungskonzepten zur Verfügung. In verschiedenen Publikationen wurde der Einfluss des Speicherkonzeptes auf das Gesamtsystem durch Simulationen oder durch vordefinierte Testsequenzen untersucht, die nur einen Teil der in Realität auftretenden Zustände abdecken. Um ein genaueres Bild des Einflusses verschiedener Speicherkonzepte zu erhalten wurde ein Kombisystem in vier verschiedenen Versionen unter realistischen Lastbedingungen im dynamischen Systemtest untersucht. Allen getesteten Systemen gemein sind die Zusatzheizung und die Solarkollektoren sowie das Speichervolumen. Der Unterschied besteht in der hydraulischen Verschaltung der Komponenten sowie den verwendeten Speichern und Be- und Entladekonzepten. Dabei wurden sowohl interne als auch externe Wärmeübertrager untersucht. Es wurden zwei extrem unterschiedliche „Philosophien“ für Speicher ohne interne Wärmeübertrager betrachtet: Einerseits ein Konzept mit einem komplexen Einbau zur vermeintlich annähernd ideal geschichteten Be- und Entladung (so dass die „externen“ Massnahmen wie Leistungsmodulation, geregelte Volumenströme, Umschaltventile für verschiedene Speicherhöhen möglicherweise kaum relevant sind) und ein „leerer“ Speicher ohne Schichtlader, der optional über „externe“ Massnahmen mehr oder weniger geschickt be- und entladen wird. Zudem wurde eine Vergleichsmessung an einem „klassischen“ Kombispeicher mit internen Wärmeübertragern durchgeführt.

Die Testes zeigten einen beträchtlichen Unterschied im jährlichen Ölverbrauch der Systeme (+/- 5% absolut) zur Deckung einer identischen Last, wobei lediglich die Be- und Entladestrategie der Speicher geändert wurde, während die Komponenten zur Wärmebereitstellung identisch waren. Die Integration des kondensierenden Ölkessels in das Gesamtsystem stellte sich als besonders wichtig heraus, da die Nutzung der latenten Wärme (Kondensationswärme) sehr stark von der Rücklauftemperatur des Kessels abhängt.

Desweiteren wurde gezeigt dass auch in einem hydraulisch und regelungstechnisch optimierten System eine Schichteinrichtung im Speicher den Verbrauch an Zusatzenergie um mehr als 2% (absolut) senkt.

Das getestete System mit internem Wärmeübertrager zur Brauchwarmwasserbereitung (Wellrohr) und ohne interne Schichteinrichtung hatte im Vergleich zu den anderen Tests höhere Speichertemperaturen, insbesondere ein besonders grosses Vorhaltevolumen zur Brauchwarmwasserbereitung, um die Komfortbedingungen zu erfüllen. Dies führte zu einem weniger effizienten System (- 5%) im Vergleich zu einem geschichteten Pufferspeicher mit externen Wärmeübertragern.

1. Ausgangslage und Ziel der Arbeit

Das effiziente Funktionieren eines solaren Kombisystems hängt neben der Effizienz der Einzelkomponenten entscheidend von deren Integration in ein Gesamtsystem ab. Eine zentrale Rolle spielt dabei der Speicher und dessen Be- und Entladestrategie. Die verschiedenen Hersteller von Speichern und Gesamtsystemen folgen dabei unterschiedlichen Philosophien. Einige Anbieter setzen möglichst gute (und dann meist auch teure) Schichtladeeinrichtungen ein, die ihre Stärken vor allem bei hohen und wenig bzw. gar nicht geregelten Beladevolumenströmen und –leistungen haben. Andere Konzepte sind von der Auffassung geprägt, dass bei einem hydraulisch optimierten System Schichtladeeinrichtungen im Speicher keine nennenswerten energetischen bzw. exergetischen Vorteile bringen, sondern ggf. sogar eher Nachteile (Kosten, Verschleiss, Exergieverlust durch Wärmeleitung usw.).

In dieser kontrovers geführten Diskussion wird immer wieder auf Simulationen Bezug genommen, die den Einfluss auf den Jahresertrag zeigen sollen. Es ist jedoch unklar, ob hier ein Speicher ohne Schichtbeladeeinrichtungen prinzipiell zu gut gerechnet wird, weil die üblichen Simulationsmodelle in Polysun, TRNSYS etc. die strömungsbedingte Durchmischung nicht detailliert berechnen.

Das Ziel der Arbeit ist eine in erster Linie auf Experimenten basierende Untersuchung verschiedener Speicherkonzepte und deren Vergleich. Dabei sollen nicht einzelne stationäre Zustände, sondern der Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad bzw. den solaren Deckungsgrad ermittelt werden. Es müssen also dynamische Messungen durchgeführt werden, wozu der am SPF entwickelte Concise Cycle Test (CCT) genutzt wird. Anhand der 12-tägigen Systemtests sollten die Einflüsse von Schichtladeeinrichtungen und optimierter hydraulischer Systemverschaltung im dynamischen Betrieb in Simulationsmodellen abgebildet werden, so dass Kennwerte auf Jahresbasis ermittelt werden können. Besonderes Augenmerk liegt dabei darauf, identische Rahmenbedingungen zu schaffen. Dazu zählt neben der zu deckenden Last und deren Einfluss auf die Effizienz auch eine für alle Tests gleiche Wärmeerzeugung und -bereitstellung (sowohl die Nachheizung als auch die Kollektoren).

2. Methode

Es wurden verschiedene Systeme auf dem Indoorprüfstand des SPF installiert und mit Hilfe der CCT-Methode getestet [1],[2]. Die Systeme unterscheiden sich im jeweiligen Speicher oder Speicherkonzept, weisen aber identische Komponenten zur Wärmebereitstellung (Ölkessel und Solarkollektoren) und für den Wärmebedarf (Raumheizung und Brauchwarmwasser) auf. Die Messdaten der dynamischen Tests wurden im zweiten Teil der Prüfung dazu verwendet, Simulationsmodelle der Anlagen zu validieren um dann durch Jahressimulationen Kennwerte wie den Verbrauch an Zusatz- und Hilfsenergie und den Nutzungsgrad der Anlagen zu ermitteln.

2.1. Systemtest

Für den Test wird ein komplettes Heizsystem mit Ausnahme der Sonnenkollektoren¹ auf dem Prüfstand installiert. Es sind dies in der Regel: Ein Wärmespeicher, ein Heizkessel, alle Verbindungen zwischen den verschiedenen Komponenten inklusive Solarkreisleitung und, besonders wichtig, alle Regel- und Steuergeräte. Die Hardware des Prüfstands emuliert während eines 12-tägigen Prüfzyklus sowohl die Last für Raumheizung und Brauchwarmwasser-Bereitstellung in einem Einfamilienhaus als auch die Kollektoren entsprechend einer TRNSYS-Simulation [3] die in Echtzeit parallel zum Test läuft. Die getestete Anlage arbeitet, im Gegensatz zu anderen Laborprüfmethoden, unter absolut realistischen Bedingungen und völlig selbständig. Die Prüfeinrichtung greift nicht in die systemeigenen Funktionen ein. Für die Raumwärmeverteilung bedeutet das: Die Anlage entscheidet selbständig über Durchfluss und Vorlauftemperatur und bestimmt damit auch über den Heizwärmeeintrag selbst. Der

¹ Die Kollektoren müssen vorgängig geprüft sein.

Prüfstand liefert die passende Rücklauftemperatur. Da alle Regelgeräte der Anlage in Funktion sind, wird das reale Verhalten des Systems ermittelt. Abbildung 11 zeigt schematisch die Aufteilung zwischen den geprüften und emulierten Anlagenteilen.

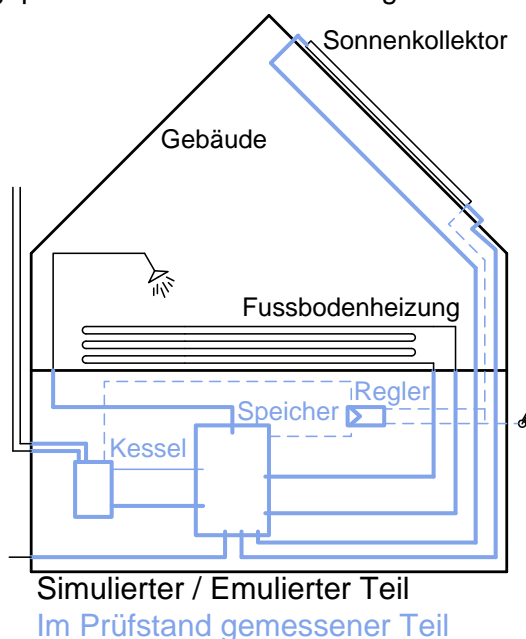


Abbildung 11: Konzept der Laborprüfung. Das Haus mit Heizverteilung und die Kollektoren sind simuliert, bzw. emuliert. Kessel und Speicher, sowie alle Regel- und Steuergeräte sind installiert und werden geprüft.

Die dem gesamten Test zu Grunde liegenden Klimadaten entsprechen einem durchschnittlichen Jahr im Schweizerischen Mittelland. Um eine repräsentative 12-tägige Testphase zu erhalten wurde daraus ein Datensatz extrahiert bzw. erstellt, der in seinem Verlauf demjenigen des gesamten Jahres entspricht. Dabei ist der Wetterdatensatz als Kreislauf ausgelegt, d.h. die Werte an Anfang und Ende stimmen exakt überein.

Der Testzyklus beginnt mit einer Konditionierungsphase um den Speicher zu temperieren. Dazu werden die letzten 18 Stunden des Zyklus verwendet. Daraufhin beginnt ohne Unterbruch die eigentliche 12 Tägige Prüfphase. Die Temperaturen am Ende dieser 12 Tage sollten die selben als zu Beginn des Tests (nach der Konditionierung) sein. Die gesamte Testdauer beträgt also 306 Stunden, wobei 288 Stunden ausgewertet werden. Während der gesamten Zeit muss das getestete Heizsystem im autonomen Betrieb, d.h. ohne Eingriffe von aussen, die Last des Gebäudes decken um die gestellten Komfortanforderungen zu erfüllen. Gemessen werden insbesondere: der Verbrauch an Zusatzenergie (Brennstoff, Gas oder Öl) und der Verbrauch elektrischer Hilfsenergie.

2.2. Simulierte und emulierte Komponenten

Durch den Prüfstand werden zum einen die Last für Raumheizung und Warmwasser und zum anderen die Kollektoren emuliert:

Raumheizungslast

Die Last des emulierten Gebäudes entspricht derjenigen eines Einfamilienhauses mit einer Energiebezugsfläche von 200 m², das mässig bis gut gedämmt ist. Die Wärmeverteilung erfolgt mittels einer Fussbodenheizung, d.h. durch den Prüfstand wird die Rücklauftemperatur entsprechend der Simulation des Gebäudes emuliert. Der Heizenergiebedarf beträgt bei einer idealen Luftheizung rund 45`000 MJ/a . Unter realen Bedingungen mit einer Flächenheizung und hohem Komfort beträgt der Heizenergieverbrauch ca. 56`000 MJ/a.

Brauchwarmwasserlast

Durch den Prüfstand wird entsprechend eines realistischen Zapfprofils Brauchwarmwasser entnommen. Dabei wird das zugeführte Kaltwasser entsprechend der Jahreszeit konditioniert. Die Zapfungen unterscheiden sich in Dauer und Durchfluss. Der Verbrauch während

eines Tages beträgt rund 200 Liter bei einer Kaltwassertemperatur von 10°C und einer Warmwassertemperatur von 45°C.

Kollektoren

Auch die Solarkollektoren werden durch den Prüfstand emuliert. Grundlage der Emulation ist analog zur Gebäudesimulation eine in Echtzeit durchgeführte Simulation in TRNSYS die sowohl die Klimabedingungen (Strahlung und Temperatur) als auch die realen Messdaten der Rücklauftemperatur und des Durchflusses berücksichtigt. Es wird sowohl die Temperatur im Stillstand als auch während des Betriebes emuliert. Die Daten für des 15 m² grosse Flachkollektorfeld betragen (bezogen auf die Bruttofläche):

$$\eta_0 = 0.702, a_1 = 3.377 \text{ (W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}), a_2 = 0.014 \text{ (W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-2})$$

2.3. Getestete Komponenten

Für den CCT werden komplette Heizsysteme (mit Ausnahme der Kollektoren) auf dem Prüfstand installiert. Die wichtigsten Komponenten der hier vorgestellten Tests sind die Wärmespeicher, ein kondensierender Ölkessel zur Nachheizung sowie das Regelgerät als zentrale Regelung für alle Funktionen des Heizsystems.

Wärmespeicher

Es wurden zwei Speicher eingesetzt, die sich im Volumen und der Wärmedämmung weitestgehend ähnlich sind, aber völlig verschiedene Strategien zur Be- und Entladung verfolgen:

- Speicher A hat keinerlei interne Wärmeübertrager (WÜ). Er ist komplett mit Heizungswasser gefüllt. Die Wärmebereitstellung für den Speicher vom Solarkreis sowie die Wärmebereitstellung vom Speicher für die Warmwasserbereitung erfolgen jeweils mittels eines externen WÜ. Im Speicher A sind aufwändige Einbauten enthalten, die dem optimal geschichteten Einbringen der Volumenströme entsprechend der Temperatur dienen.
- In Speicher B sind die WÜ für die Brauchwarmwasserbereitung und den Solarkreis jeweils im Speicher enthalten.

Die beiden Speicherkonzepte wurden ausgewählt, weil sie jeweils eine der beiden eingangs erwähnten unterschiedlichen „Philosophien“ sehr konsequent repräsentieren. Die Daten der beiden Speicher sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Daten der in den Tests eingesetzten Wärmespeicher.

| | Speicher A | Speicher B |
|---|--------------------------|--------------------|
| Speichergewicht leer | 155 kg | 224 kg |
| Material | St 37-2 | Kesselstahl |
| Speicherinhalt (Nenninhalt) | 920 l | 1000 l |
| Durchmesser mit Wärmedämmung | 990 mm | 1060 mm |
| Durchmesser ohne Wärmedämmung | 790 mm | 850 mm |
| Schichteinrichtung | Ja (für alle Anschlüsse) | Nein |
| Trinkwasser-Wärmeübertrager intern | | |
| Material | – | Edelstahl Wellrohr |
| Inhalt | – | 33 l |
| Heizfläche | – | 7.2 m ² |
| Solar-Wärmeübertrager intern | | |
| Material | – | Edelstahl Glatrohr |
| Inhalt | – | 14 l |
| Heizfläche | – | 2.1 m ² |

Nachheizung

Die Nachheizung erfolgte mittels eines kondensierenden Ölkessels, der die Möglichkeit zur Leistungsmodulation (30..100 %) bietet. Die Leistungsdaten des Gerätes sind nachfolgend in Tabelle 2 dargestellt. Der Beladevolumenstrom der Nachheizung wurde über die regelbare Kesselkreispumpe eingestellt, die Teil des Ölkessels ist.

Tabelle 2: Daten des eingesetzten Ölkessels.

| | |
|--|--|
| Nennleistung oder Nennleistungsbereich | 5 – 15 kW |
| Zulässige Brennstoffe | Oeko-Heizöl schwefelarm, Schwefelgehalt max. 50 mg/kg |
| Brennwertnutzung (Kondensation) | Ja |
| Leistung im Test | 15 kW |
| Kesselregelgerät | In Kessel integriert |

3. Hydraulische Verschaltung und Regelstrategie der getesteten Systeme

Insgesamt wurden vier Systemtests durchgeführt. In den Tests #1 bis #3 wurde Speicher A mit verschiedenen hydraulischen Verschaltungen eingesetzt, wobei im dritten Test die Schichteinrichtung im Speicher entfernt wurde, so dass ein komplett leerer Speicher getestet wurde. Test #4 wurde mit Speicher B durchgeführt. Hier wurde das hydraulische Schema entsprechend der Be- und Entlademöglichkeiten des Speichers verändert (keine externen WÜ). In den nachfolgenden Kapiteln sind die hydraulischen Schemata der einzelnen Tests genauer beschrieben. Zur Veranschaulichung werden stark vereinfachte Skizzen der hydraulischen Schemata gezeigt.

System 1

Das in Test #1 verwendete Schema entspricht der Philosophie des Speicherherstellers und ist so einfach gehalten, wie es der eingesetzte Speicher (mit einer komplexen eingebauten Be- und Entladeeinrichtung) erlaubt: Sowohl zur Beladung durch die Kollektoren und die Nachheizung als auch zur Entladung für die Warmwasserbereitung und Raumheizung wurden jeweils zwei Anschlüsse für Vor- und Rücklauf verwendet. Die vorgefertigten Installationsgruppen für den Solarkreis, die Brauchwarmwasserbereitung und die Raumheizung sind an die Dimensionen des Speichers angepasst und wurden an den dazu vorgesehenen Stellen montiert. Die Beladung durch den Solarkreis erfolgt mittels eines externen Platten-WÜ, der den mit Glykol/Wasser-Gemisch gefüllten Solarkreis hydraulisch von dem mit Heizungswasser gefüllten Sekundärkreis trennt. Der Vorlauf wird durch eine im Speicher integrierte Schichteinrichtung eingebracht (vgl. Abbildung 12). Die Pumpen des Solarkreises werden über die zentrale Regeleinheit so gesteuert, dass die Kollektoren im matched-flow Modus betrieben werden. Das Warmwasser durch eine Frischwasserstation (externer WÜ) erwärmt (vgl. Abbildung 15), die Raumheizung wird aus dem Speicher bedient (vgl. Abbildung 16). Die Beladung durch den Zusatzwärmeerzeuger erfolgt direkt, wobei die Regelung der Nachheizung so eingestellt ist, dass bei einer Anforderung der Speicher mit Nennleistung beladen wird (keine Leistungsmodulation) (vgl. Abbildung 15 und Abbildung 16).

System 2

Für Test #2 wurde System 1 übernommen, allerdings wurden zwei Drei-Wege-Ventile ergänzt, die trotz der eingebauten Schichtladeeinrichtung die Wärmeeinspeisung von der Nachheizung in den Speicher (bzw. auf die Schichtladeeinrichtung) in zwei unterschiedlichen Höhen ermöglichen. Auch hier ist also jeder Volumenstrom zur Be- und Entladung über den Speicher geführt, und die Nachheizung kann die Raumheizung nicht direkt bedienen. Die Regelung und Einbindung der Nachheizung wurde im Vergleich zu System 1 so verändert,

dass mit den zwei 3-Wege-Ventilen je nach Anforderung für die Raumheizung oder die Warmwasserbereitung

- entweder der obere Teil des Speichers beladen wird (bei einer Anforderung zur Warmwasserbereitung sind die Ventile gemäss der Abbildung 17 so geschaltet, dass der Rücklauf der Nachheizung aus der Speichermitte entnommen wird und der Vorlauf im oberen Teil des Speichers in die Schichtladeeinrichtung eingebracht wird) oder
- bei einer Anforderung zur Raumheizung die Ventile entsprechend der Abbildung 18 so geschaltet sind, dass der Rücklauf im unteren Teil des Speichers entnommen und in der Mitte in die Schichtladeeinrichtung eingebracht wird.

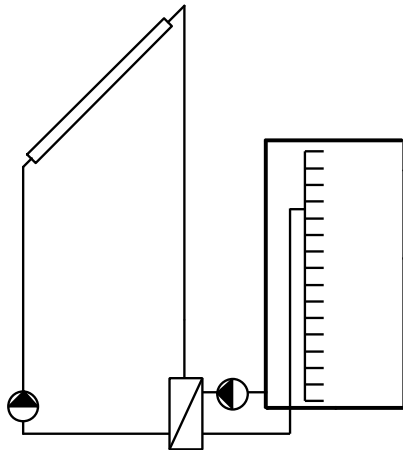


Abbildung 12: Konzept für solaren Eintrag bei System 1 und System 2. Der Solarkreis besteht aus zwei Hydraulikkreisen die durch einen WÜ getrennt sind. Der Primärkreis (Kreislauf Solarkollektoren – WÜ) steht im Stillstand und im Betrieb unter Druck und ist mit einem Gemisch aus Wasser und Glykol gefüllt. Die Solarwärme wird über den WÜ dem Speicherwasser zugeführt und dann über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Die Pumpe im Sekundärkreis (Speicherseite) beginnt erst zu arbeiten, wenn der WÜ ausreichend erwärmt ist. Der Volumenstrom der Solarkreispumpe ist matched flow geregelt und die Speicherbeladepumpe ebenfalls, um möglichst hohe Beladetemperaturen für den oberen Speicherbereich zu realisieren.

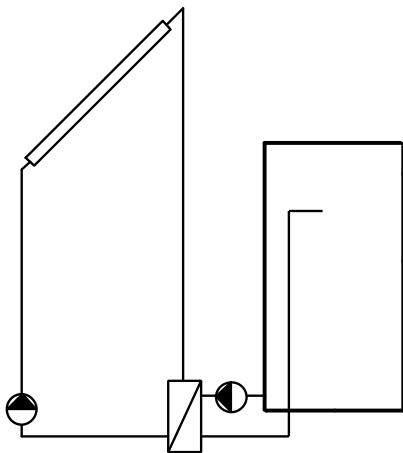


Abbildung 13: Konzept für solaren Eintrag bei System 3. Nach wie vor wird die Solarkreispumpe mit matched flow geregelt und die Speicherbeladepumpe ebenfalls, um möglichst hohe Beladetemperaturen für den oberen Speicherbereich zu realisieren. Lediglich die Schichtlade-Einrichtung wurde aus System 1 bzw.2 entfernt.

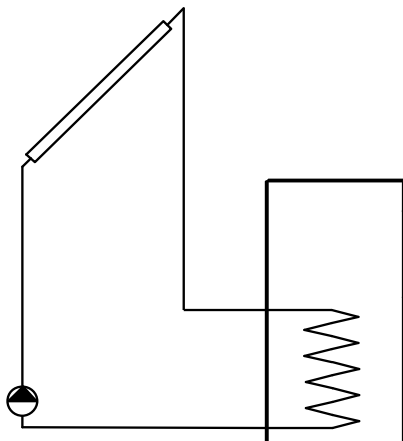


Abbildung 14: Konzept für solaren Eintrag bei System 4. Die Solarwärme wird über einen speicherinternen WÜ dem Speicherwasser zugeführt. Der Durchfluss durch den Kollektor wird vom Regelgerät und der drehzahlvariablen Pumpe gesteuert. Die Wärmeträgerflüssigkeit besteht aus einem Gemisch von Wasser und Glykol. Der Kollektorkreis ist dadurch frostresistent. Im Stillstand und im Betrieb steht der Kollektorkreis unter Druck.

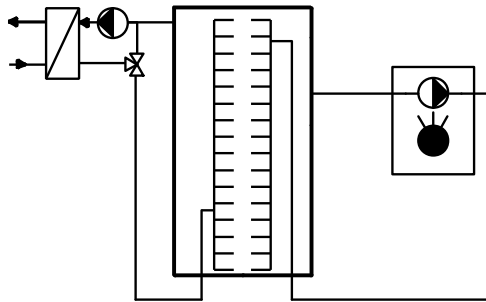


Abbildung 15: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in System 1 über einen externen WÜ (Plattenwärmeübertrager). Durch eine stufenlos drehzahlgeregelte Pumpe wird auf der heißen Seite thermostatisch gemischtes Speicherwasser durch den WÜ gepumpt. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Das erwärmte Speicherwasser wird dabei über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht.

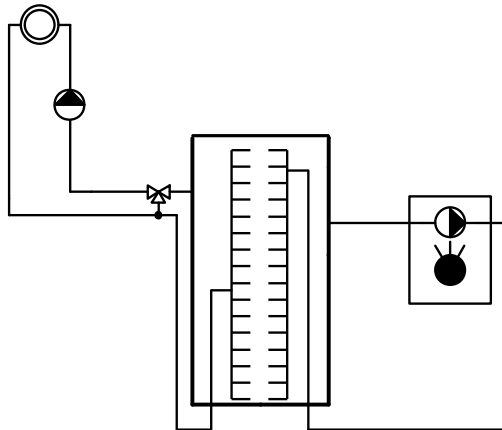


Abbildung 16: Konzept zur Raumheizung in System 1. Das erwärmte Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt. Der Rücklauf des Heizkreises wird über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Ist nicht genügend Solarwärme vorhanden, um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt und über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Die Versorgung der Raumheizung mit Speicherwasser erfolgt dann gleich wie die Raumheizung mit solar erwärmtem Speicherwasser.

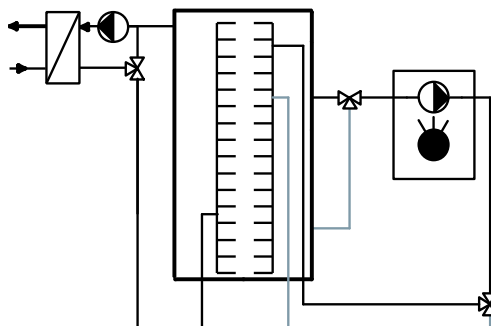


Abbildung 17: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in System 2. Die Warmwasserbereitung erfolgt wie in System 1 über einen externen WÜ (Plattenwärmeübertrager). Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – anders als in System 1 in Abbildung 15 – zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass zur Brauchwarmwassererwärmung mittels der Nachheizung Speicherwasser aus dem mittleren Teil des Speichers entnommen und erwärmt im oberen Teil des Speichers eingeschichtet wird.

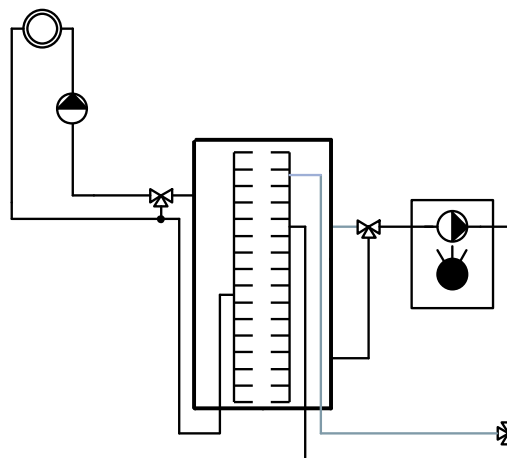


Abbildung 18: Konzept zur Raumheizung in System 2. Ist nicht genügend (Solar)Wärme vorhanden, um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – anders als in System 1 in Abbildung 16 – zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass (sofern nicht ausreichend Solarwärme verfügbar ist) Speicherwasser aus dem unteren Teil des Speichers entnommen wird, um dann gemäss der Heizkurve erwärmt im mittleren Teil des Speichers eingeschichtet zu werden.

Die Solltemperatur des Kessels ist für die Warmwasserbereitung auf 62°C gestellt, für die Raumheizung ergibt sich die Solltemperatur gemäss der Heizkurve. Um die Temperatur zu erreichen ist – bei einem fest eingestellten Volumenstrom – die Leistungsmodulation des Kessels freigegeben.

Es gibt also zwei zentrale Unterschiede zum ersten Test: Einerseits wird mit zusätzlichem hydraulischen Aufwand ein Teil der Funktion der Schichtladeeinrichtung übernommen (was bei einer „idealen“ Schichtladeeinrichtung exergetisch zu keinem Unterschied führen dürfte), andererseits wird das Modulieren des Kessels ermöglicht.

System 3

Sowohl das hydraulische Konzept als auch die Regelung aus Test #3 entspricht derjenigen aus Test #2. Die einzige Änderung betrifft den Speicher, bei dem die gesamte Schichteinrichtung entfernt wurde, die bisher für jegliches Einbringen und die Entnahme von Wärme in den bzw. aus dem Speicher verwendet wurde. Der Vorlauf der Nachheizung und des Kollektorkreises sowie der Rücklauf des Heizkreises und der Brauchwarmwasserbereitung werden folglich in fixen Höhen in den Speicher eingebracht. Durch die Integration der 3-Wege Ventile werden die Volumenströme allerdings schon vorab in den der Temperatur entsprechenden Teil des Speichers geführt, d.h. es wird bereits extern geschichtet. In

Abbildung 19 und

Abbildung 20 sind Schemata abgebildet, welche die einzelnen Betriebszustände veranschaulichen.

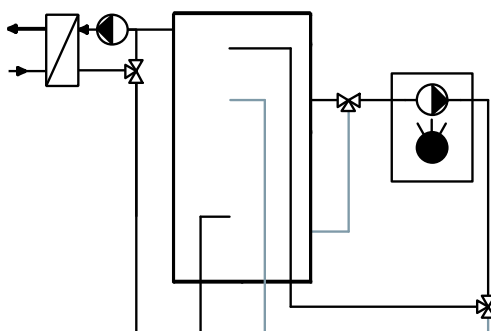


Abbildung 19: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in System 3 wie in System 2 (vgl. Abbildung 17), aber ohne im Speicher eingebaute Schichteinrichtung. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – wie in System 2 – zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass zur Brauchwarmwassererwärmung mittels der Nachheizung Speicherwasser aus dem mittleren Teil des Speichers entnommen und gewärmt im oberen Teil des Speichers eingebracht wird.

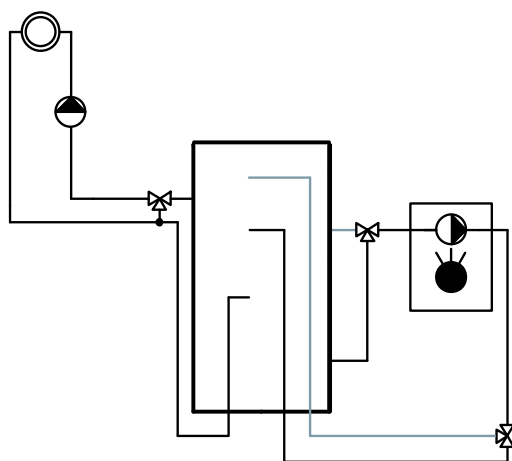


Abbildung 20: Konzept zur Raumheizung in System 3 wie in System 2 (vgl. Abbildung 18), aber ohne im Speicher eingebaute Schichteinrichtung. Erwärmtes Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt. Ist nicht genügend (Solar)Wärme vorhanden um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind die beiden 3-Wege Ventile so geschaltet, dass Speicherwasser aus dem unteren Teil des Speichers entnommen wird, um dann gemäß der Heizkurve erwärmt im mittleren Teil des Speichers eingebracht zu werden.

System 4

Für Test #4 wurde ein völlig anderer Speicher verwendet. Dementsprechend ist das hydraulische Schema der Anlage angepasst:

Die Solarwärme wird über einen speicherinternen WÜ dem Speicherwasser zugeführt. Die Solarkreispumpe wird wie in den vorherigen Tests durch die zentrale Regeleinheit im low flow Modus gesteuert. Die Warmwasserbereitung erfolgt durch einen internen WÜ. Ein thermostatisches Mischventil verhindert zu hohe Temperaturen am Austritt. Falls die Temperatur im oberen Teil des Speichers zur Brauchwarmwasserbereitung nicht reicht, wird dieser Teil durch den Ölkessel nachgeheizt. Die Raumheizung wird direkt aus dem Speicher bedient. Falls im mittleren Teil des Speichers die Temperaturen nicht hoch genug sind, um die Raumheizung zu bedienen, wird ebenfalls durch den Ölkessel nachgeheizt, wobei der Vorlauf des Ölkessels mit dem Vorlauf des Heizkreises verbunden ist, so dass die Raumheizung direkt bedient werden kann. Der Rücklauf des Kessels bleibt an derselben Position als zur

Brauchwarmwasserbereitung (vgl. Abbildung 21 bis Abbildung 23). Wenn die benötigte Leistung zur Raumheizung kleiner ist als die minimale Kesselleistung, wird die überschüssige Wärme in den Speicher eingebracht, bis die Speichertemperaturen wieder zur Deckung des Wärmebedarfs ausreichen, so dass der Kessel wieder abgestellt werden kann.

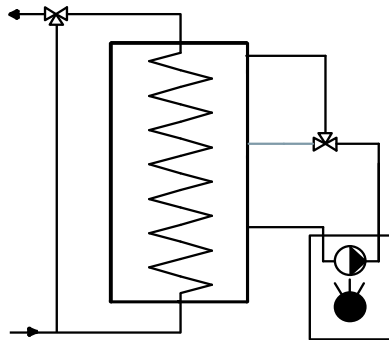


Abbildung 21: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in System 4. Zur Erzeugung von Warmwasser dient ein Spiralwellrohrwärmetauscher, dessen Volumen auch die Speicherung von kleinen bis mittleren Zapfvolumen ermöglicht. Grosse Zapfvolumen werden im Durchlauf erwärmt. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Ein thermostatisches Mischventil verhindert zu hohe Warmwassertemperaturen beim Benutzer.

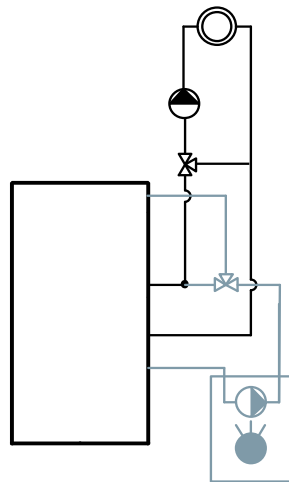


Abbildung 22: Konzept zur Raumheizung in System 4 mit Sonnenenergie. Solar erwärmtes Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt.

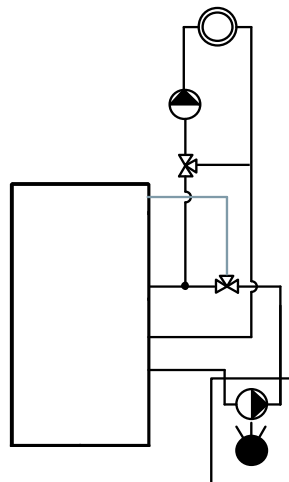


Abbildung 23: Konzept zur Raumheizung in System 4 mit Zusatzenergie. Ist nicht genügend Solarwärme vorhanden um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten wird die Raumheizung durch die Zusatzheizung erbracht. Der Vorlauf des Ölkessels wird direkt an das Raumwärmeverteilsystem geliefert, im Fall überschüssiger produzierter Wärme wird der Speicher geladen. Der Rücklauf von beidem, Raumheizung und Zusatzheizung, wird über den Speicher geführt.

4. Jahressimulationen

Im zweiten Teil der Prüfung werden die Messergebnisse des 12-tägigen Tests dazu verwendet, ein Simulationsmodell des Gesamtsystems zu validieren, wobei analog zur interaktiven Gebäudesimulation am Prüfstand das Simulationsprogramm TRNSYS verwendet wird. Dieses Modell dient zur Bestimmung von Kennwerten wie dem Verbrauch an Zusatz- und Hilfsenergie und dem Nutzungsgrad der Anlage und einzelner Komponenten.

4.1. Erstellen und Validieren der Simulationsmodelle

Das Simulationsprogramm ist modular aufgebaut. Zur Abbildung eines Systems werden alle Komponenten der Anlage integriert und analog der realen Regelung und Hydraulik miteinander verbunden. Das hier verwendete Kesselmodell wurde von Haller et. al entwickelt [4],[5],[6] und wird in der TRNSYS-Simulationsumgebung als Type 869 eingesetzt. Als weiteres zentrales Element wird Type 340 [7] zur Simulation des Speichers verwendet.

Zur Anpassung des gesamten Systemmodells wurden die an den Schnittstellen zum Prüfstand gemessenen Energieflüsse als Eingabe an das Simulationsprogramm verwendet. Mittels einer Parameteridentifikation werden die Modell-Parameter so weit angepasst, bis die Rechenergebnisse und Messdaten des 12-Tage-Zyklus in engen Grenzen übereinstimmen. Mit diesem validierten Modell werden anschliessend Jahressimulationen durchgeführt.

4.2. Klimadaten und Kollektorfeldausrichtung

Die in der Jahressimulation verwendeten Klimadaten entsprechen dem Klima des schweizerischen Mittellandes mit einer mittleren Jahresdurchschnittstemperatur von 9°C. Die Kollektoren sind nach Süden ausgerichtet. Die Neigung des Kollektorfeldes beträgt 45°. Die Solarstrahlungssumme auf die Ebene des Kollektorfeldes beträgt 1250 Kilowattstunden pro Jahr. Den Strahlungsdaten liegen reale Messdaten von ausgesuchten Monaten in Zürich mit hoher zeitlicher Auflösung (10 Minuten) zugrunde. Die Umgebungstemperatur der Kellerinstallationen (Speicher, Kessel, etc.) und der Kollektorkreisleitungen beträgt 20°C.

4.3. Brauchwarmwasserlast

Der Energiebedarf für Brauchwarmwasser entspricht einer typischen Situation eines Einfamilienhauses im Schweizerischen Mittelland. Er beträgt rund 2900 kWh/a (10440 MJ/a). Dies entspricht einem Verbrauch von rund 200 Liter pro Tag bei einer Kaltwassertemperatur von 10°C und einer Warmwassertemperatur von 45°C, bzw. einem Verbrauch von rund 170 Liter pro Tag bei einer Warmwassertemperatur von 50°C. Es wird ein realistischer, d. h. von Tag zu Tag verschiedener Bezug mit jahreszeitlichen Schwankungen des bezogenen Warmwasservolumens angenommen. Das Jahres-Zapfprofil wurde unter der Annahme von verschiedenen Wahrscheinlichkeiten von Zapfungen der verschiedenen Kategorien Bad, Dusche, Normalzapfungen (Küche etc.) und Kleinzapfungen generiert, wobei die Volumen von Zapfungen der einzelnen Kategorien ebenfalls statistisch verteilt wurden [8].

Die Kaltwassertemperatur variiert im Test in Abhängigkeit der Jahreszeit und des Volumens pro Zapfung. In den Sommermonaten wurde eine kurze Ferienperiode angenommen. Es gibt 12'200 Warmwasserzapfungen pro Jahr, also im Tagesdurchschnitt rund 33. Die Zapfvolumen sind pro Saison, Tag und pro einzelne Zapfung verschieden. Dies gilt auch für die Dauer der einzelnen Zapfungen bzw. deren Durchflussrate.

Es wird keine Warmwasserzirkulation angenommen.

4.4. Raumheizungslast

- Die Wärmebedarfscharakteristik entspricht derjenigen eines Einfamilienhauses mit einer Energiebezugsfläche von 200 m², das mässig bis gut gedämmt ist und moderate passiv solare Gewinne aufweist. Im Bezug auf die thermische Masse liegt das Gebäude zwischen Massiv- und Leichtbau.
- Die Raumwärmeverteilung ist eine moderate Flächenheizung. Die Wärmeabgabeleistung der Wärmeverteilung ist so ausgelegt, dass bei einem bescheidenen Durchfluss von 400 Litern pro Stunde eine Vorlauftemperatur von 41°C ausreicht, um im Auslegungsfall (bei einer Aussentemperatur von -10°C) eine Raumtemperatur von 20°C zu gewährleisten.
- Der Grundluftwechsel beträgt 0.3 pro Stunde. Kühlere Aussenluft vorausgesetzt, wird die Luftwechselrate bei Raumtemperaturen zwischen 21°C und 22°C schwach, zwischen 22°C und 23°C mässig, bis 24°C stark und über 24°C sehr stark erhöht.

- Die Elektroabwärme beträgt 400 W (rund 3500 kWh/a). Die Personenabwärme 200 W (rund 1750 kWh/a).
- Die Fensteröffnungen werden an Wintertagen nicht beschattet (kein Sonnenschutz).
- Die Heizgrenze (Grenztemperatur der Aussenluft zur Aktivierung bzw. Deaktivierung der Raumheizung) beträgt 15°C.
- Der Heizenergiebedarf (Nutzwärmebedarf zur Raumheizung) beträgt unter diesen Bedingungen und bei einer idealen Luftheizung rund 45'000 MJ/a (12'500 kWh/a), bzw. bei einer beheizten Bruttogeschossfläche (Energiebezugsfläche, EBF) von 200 m²: 225 MJ/(a*m²EBF) (62.5 kWh/(a*m²EBF)). Unter realen Bedingungen mit einer Flächenheizungen und hohem Komfort beträgt der Heizenergieverbrauch für Raumheizung 56 GJ/a (15600 kWh/a), bzw. bei einer Energiebezugsfläche von 200 m² 280 MJ/(a*m²EBF). Der Heizleistungsbedarf im Auslegungsfall (-10°C) beträgt 6.5 kW.
- Es wird angenommen, dass die Raumheizverteilung mit einem relativ bescheidenen Durchfluss von rund 550 Litern pro Stunde arbeitet. Thermostatventile reduzieren den Durchfluss vom Auslegungswert auf Null bei Raumtemperaturen zwischen 20°C und 22°C.

4.5. Referenzsystem

Der Energieverbrauch der getesteten Solarsysteme wird mit dem Verbrauch eines Referenzsystems verglichen. Die Differenz ist die Energieeinsparung. Sie dient als Mass für die Leistungsfähigkeit. Die relative Zusatzenergieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem ist unter dem Begriff „fractional energy savings“ in einer internationalen Norm [ISO 1999] definiert.

Das im Folgenden beschriebene Referenzsystem entspricht dem Stand der Technik im Jahr 2004, zum Zeitpunkt der Publikation der ersten durch das SPF publizierten CCT-Prüfberichte für solare Kombisysteme. Die jährlichen Wärmeverluste des Referenzsystems, ausser den Wärmeverlusten des Heizgerätes selbst, betragen 1'500 kWh. Darin eingeschlossen sind die Wärmeverluste des Speicher-Wassererwärmers von rund 1'000 kWh pro Jahr, basierend auf einem Volumen von 300 Liter und den zulässigen Werten nach schweizerischer Energienutzungsverordnung bei dauernder Beheizung auf 60°C. Das eher grosse Volumen entspricht dem allgemeinen Trend zu hoher Warmwasserbereitschaft und ist für den Vergleich mit solaren Kombisystemen mit ihrem hohen Warmwasserkomfort geeignet. Die Differenz von 500 kWh zu den Gesamtverlusten von 1'500 kWh trägt den Wärmeverlusten von Anschlüssen des Speichers (an den Wärmeerzeuger und an die Warmwasserverteilung) und von Rohrleitungen und Armaturen zur Anbindung des Systems an das Raumwärmeverteilnetz Rechnung.

- Der Energieträger des Referenzsystems ist Heizöl. Es weist einen konventionellen, d.h. nicht kondensierenden Kessel auf. Die Kennwerte des Systems sind:
- Jahresnutzungsgrad: 77%, bezogen auf den oberen Heizwert oder Brennwert (Ho), rund 82% bezogen auf den unteren Heizwert (Hu).
- Gesamter jährlicher Brennstoffbedarf: 26'000 kWh (bezogen auf Ho).
- Jährlicher Hilfsenergiebedarf (elektrische Energie für Hilfsaggregate, wie Pumpen, Regler, Ventile, Ventilator, etc.): 500 kWh (primärenergetisch: 1'500 kWh).
- Gesamtenergiebedarf: 27'500 kWh (26'000 kWh + 1'500 kWh) [9]

5. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden sowohl die Ergebnisse der Messungen am Prüfstand als auch die Ergebnisse der Modellrechnungen dargestellt.

5.1. Ergebnisse der Systemtests

Die Ergebnisse der 12-Tages Systemtests sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Zum direkten Vergleich der Resultate wurden Systemnutzungsgrade mit und ohne den elektrischen Verbrauch nach Formel 1 und Formel 2 berechnet.

$$\zeta_{S,\text{öl}} = \frac{Q_{\text{SH}} + Q_{\text{DHW}}}{Q_{\text{fuel}}} \quad \text{Formel 1}$$

$$\zeta_{S,\text{öl+el}} = \frac{Q_{\text{SH}} + Q_{\text{DHW}}}{Q_{\text{fuel}} + F_{\text{el}} * E_{\text{el}}} \quad \text{Formel 2}$$

Tabelle 3: Ergebnis der 12-Tages Tests. Der in der Tabelle dargestellte Nutzungsgrad bezieht sich auf den 12-tägigen Prüfzyklus.

| | | Test #1 | Test #2 | Test #3 | Test #4 |
|---|-------|---------|---------|---------|---------|
| Energieeintrag Heizöl ⁽¹⁾ | [kWh] | 479.1 | 480.2 | 507.3 | 508.2 |
| el. Leistungsaufnahme Gesamt | [kWh] | 16.4 | 18.4 | 16.8 | 15.2 |
| Energieverbrauch Raumwärme | [kWh] | 507.8 | 526.2 | 532.6 | 514.9 |
| Energieverbrauch Brauchwasser | [kWh] | 92.1 | 92.1 | 92.1 | 88.6 |
| Durchschnittliche Speichertemperatur | [°C] | 46.2 | 45.8 | 45.8 | 50.5 |
| Anzahl Brennerstarts | [-] | 72 | 53 | 54 | 60 |
| Laufzeit Kessel | [h] | 37.3 | 65.4 | 73.6 | 68.3 |
| $\zeta_{S,\text{öl}}$ ⁽²⁾ | [%] | 125.2% | 128.8% | 123.1% | 118.8% |
| $\zeta_{S,\text{öl+el}}$ ⁽²⁾ | [%] | 113.5% | 115.5% | 112.0% | 109.0% |

⁽¹⁾ Basierend auf dem Brennwert H_s (oberer Heizwert, H_o).

⁽²⁾ Basierend auf dem Heizwert H_i (unterer Heizwert, H_u).

Der experimentelle Teil der Untersuchung zeigt die Funktionalität des getesteten Systems und erlaubt eine genaue Analyse der Betriebsweise. Für einen direkten Vergleich der Ergebnisse der einzelnen Tests muss beachtet werden, dass der kumulierte Energieverbrauch aufgrund der verwendeten Testmethode für die Raumheizung und die Warmwasserbereitung in den einzelnen Tests nicht identisch ist. Die an das Gebäude gelieferte Energie variiert zwischen 508 kWh in Test #1 und 533 kWh in Test #3 (vgl. Abbildung 24). Die resultierende Raumtemperatur verhält sich dementsprechend. Für die Warmwasserbereitung besteht ein Unterschied zwischen dem externen WÜ (Test #1, Test #2 und Test #3 hatten eine identische gelieferte Wärmemenge von 92 kWh) und dem internen WÜ (89 kWh in Test #4). Zur Berechnung des Energieverbrauchs zur Warmwasserbereitung wurde sowohl die Energiemenge gezählt, die bei oder über der geforderten Solltemperatur gezapft wurde, als auch die Energiemenge, die vor dem Erreichen der Solltemperatur entnommen wurde.

Auch der Energieeintrag durch Heizöl und die elektrische Leistungsaufnahme variiert in den verschiedenen Tests deutlich zwischen 479 kWh und 508 kWh (Heizöl) oder von 15 kWh bis 18 kWh (Strombedarf).

Um beides, Energieeintrag und Energieverbrauch, zu berücksichtigen, müssen die berechneten Nutzungsgrade zur Bewertung herangezogen werden. Hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Systemen, die Speicher A verwenden, und dem System mit Speicher B zu erkennen (die Komponenten zur Beladung, Solarkollektoren und der Ölkessel sind identisch). Während in den Tests #1 bis #3 Nutzungsgrade ($\zeta_{S,\text{öl}}$) von 123 % bis 130 % gemessen wurden (mit Speicher A), wurde in Test #4 ein Nutzungsgrad von 119 % erreicht. Unter Berücksichtigung des gewichteten elektrischen Eintrages verringert sich der Unterschied durch den niedrigeren Strombedarf in Test #4 (der eine Pumpe weniger benötigt, da die Brauchwarmwasserbereitung nicht mit einem externen WÜ erfolgt).

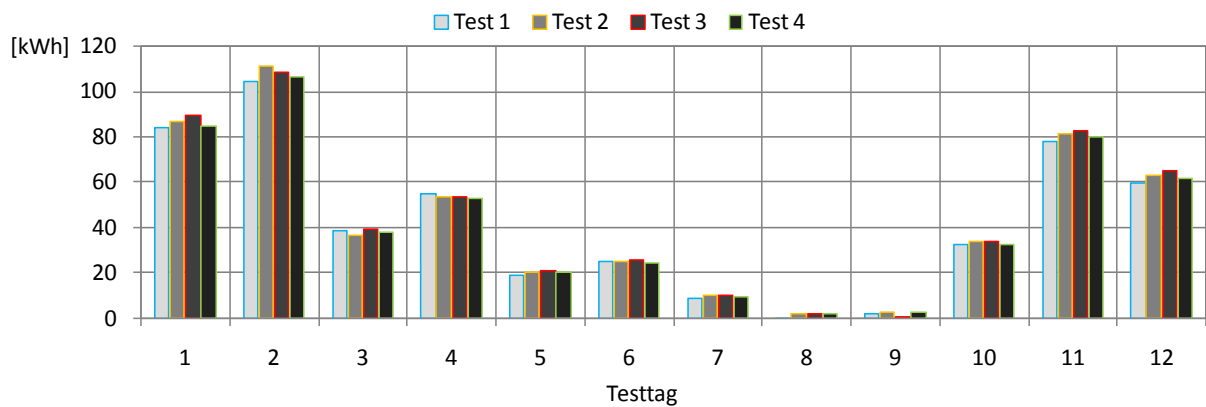


Abbildung 24: Energieeintrag in das simulierte/emulierte Gebäude während der durchgeführten 12-Tages Tests.

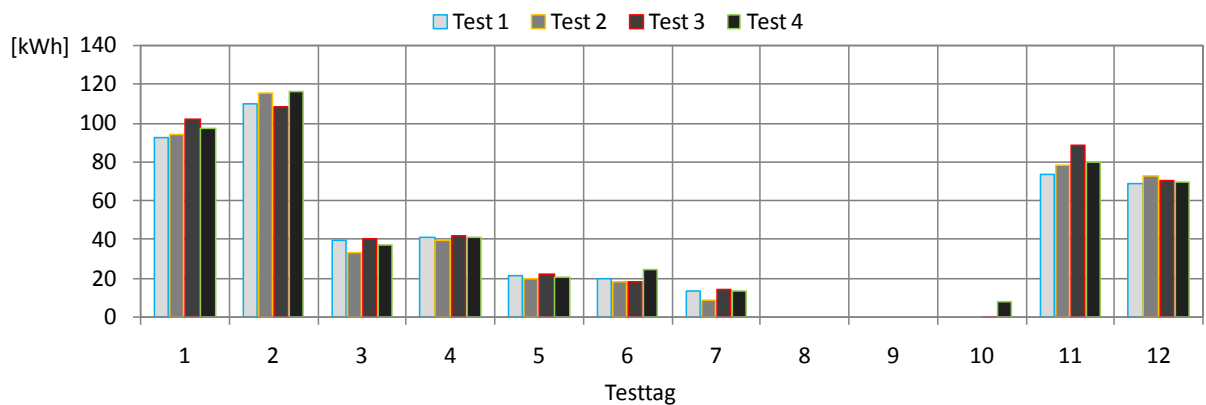


Abbildung 25: Energieeintrag durch Heizöl in den vier durchgeführten 12-Tages Tests.

In Abbildung 26 bis Abbildung 29 sind die während der Tests gemessenen Speichertemperaturen dargestellt. Die Temperaturmessung erfolgte mittels Anlegefühlern, die gleichmässig über die Höhe der Speicher verteilt waren. Die Speichertemperaturen aus Test #1 zeigen eine gute Temperaturverteilung im Speicher mit hohen Temperaturen im oberen, für die Warmwasserbereitung reservierten Teil, und tiefen Temperaturen im unteren Teil des Speichers, so dass ein effizienter Betrieb der Solaranlage gewährleistet ist. Die hydraulische und regelungstechnische Änderung der Einbindung der Nachheizung in den Tests #2 und #3 führt zu einer etwas höheren Speichertemperatur im unteren Teil des Speichers bedingt durch die veränderte Anschlussposition des Ölkessels (der in diesen Varianten kaltes Wasser aus dem unteren Teil des Speichers für den Betrieb der Raumheizung erwärmt). Die Ergebnisse von Test #4 zeigen, dass ein sehr grosses Volumen für die Warmwasserbereitung auf hohen Temperaturen gehalten wird.

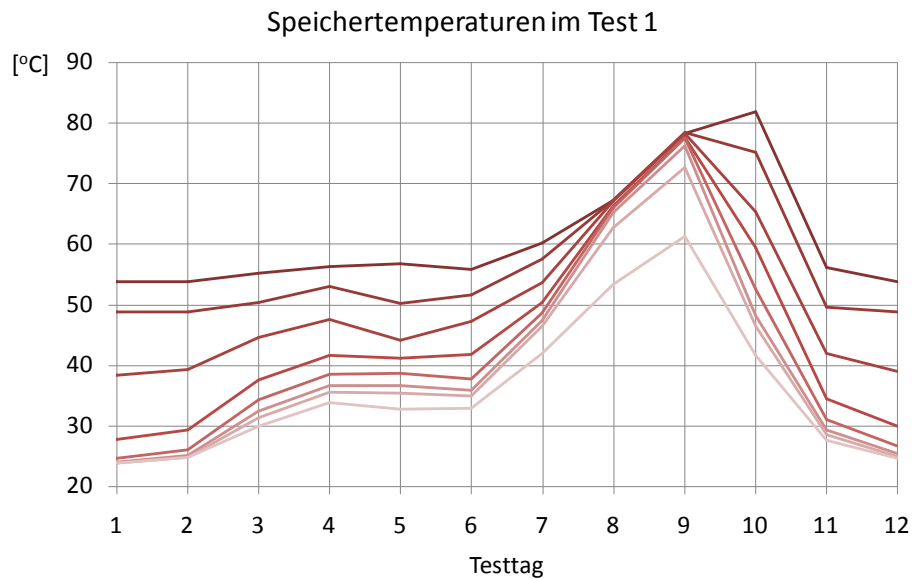


Abbildung 26: Speichertemperaturen während Test #1. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

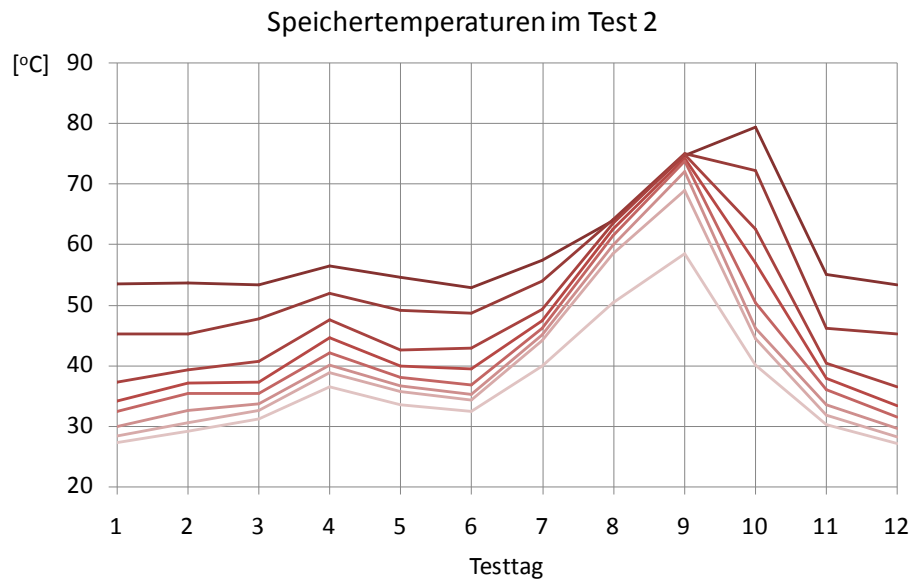


Abbildung 27: Speichertemperaturen während Test #2. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

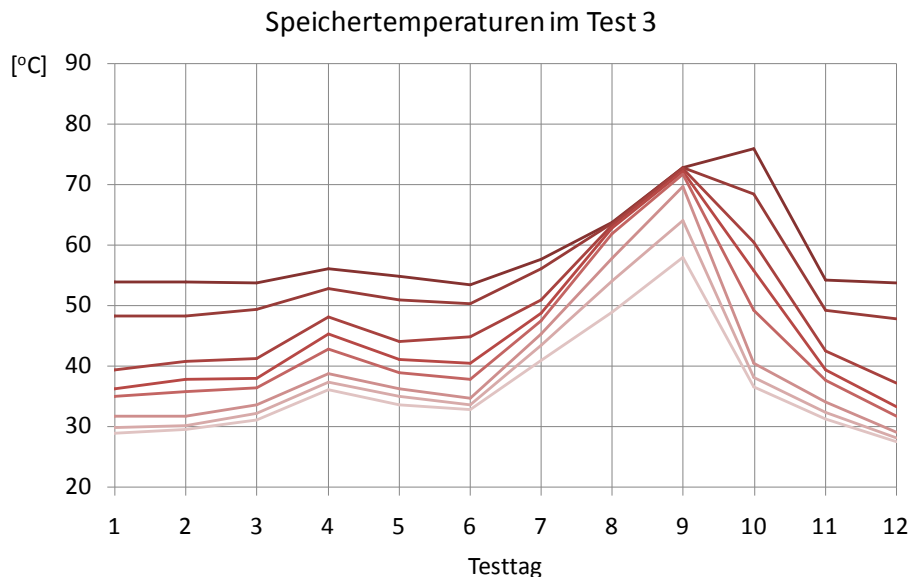


Abbildung 28: Speichertemperaturen während Test #3. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

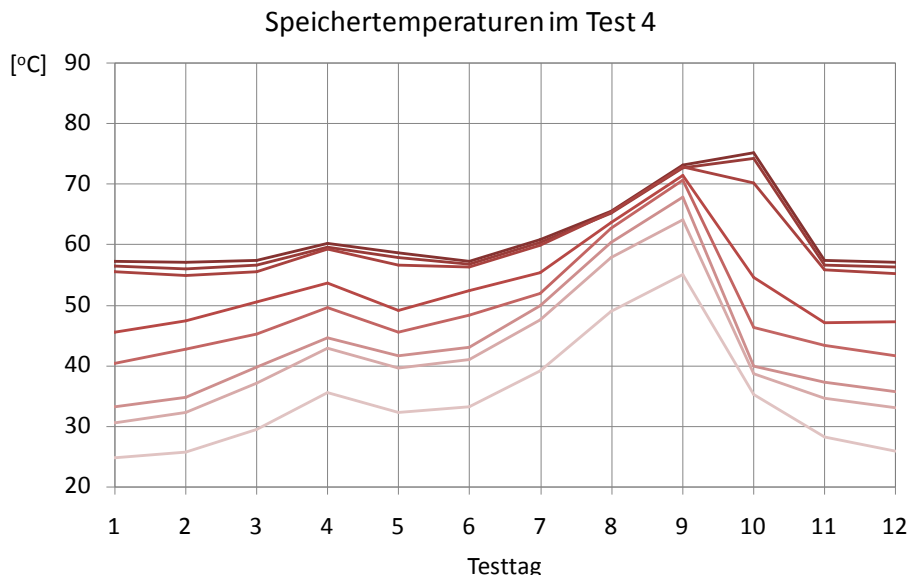


Abbildung 29: Speichertemperaturen während Test #4. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

5.2. Ergebnisse der Jahressimulationen

Die Ergebnisse der Jahressimulationen sind in Tabelle 4 dargestellt. Neben dem Systemnutzungsgrad ist hier auch der Kesselnutzungsgrad dargestellt. Dieser wird nach Formel 3 berechnet, wobei Q_{water} die wasserseitig bilanzierte Wärmeleistung des Kessels und Q_{fuel} die mit dem unteren Heizwert gerechnete Verbrennungsleistung des Kessels ist.

$$\zeta_K = \frac{Q_{\text{water}}}{Q_{\text{fuel}}} \quad \text{Formel 3}$$

System 1 (bestehend aus Speicher A mit einfacher hydraulischer Anbindung der Komponenten) erreicht einen Systemnutzungsgrad ($\zeta_{\text{S,öl+el}}$) von 109.9 % bei einem Verbrauch (Heizöl plus Strom) von 17.1 MWh und führt somit zu einer Einsparung von 9.4 MWh absolut gegenüber dem Referenzsystem oder 624 kWh/(m²a) spezifisch, wobei die Einsparung neben der

Kollektoren auch durch effizientere Komponenten (kondensierender Ölkessel und effizientere Pumpen) begründet werden kann (vgl. ζ_K).

Der Unterschied zwischen **System 1** und **2** liegt in der Beladung des Speichers durch den Ölkessel. Durch den Einsatz der beiden 3-Wege Ventile in Vor- und Rücklauf des Kesselkreises wurde eine Reduktion des Ölverbrauchs von 1.6 % erreicht. Der Kesselnutzungsgrad verbessert sich durch die niedrigere Rücklauftemperatur im Raumheizungsbetrieb von 97.7 % auf 100.1 %. Damit ergibt sich die höchste spezifische Einsparung gegenüber dem Referenzsystem mit 639 kWh/(m²a).

In **System 3** wurde auf die Schichtladeeinrichtung im Speicher verzichtet, nachdem die hydraulische Optimierung aus Test #2 bereits zu einer Vorabschichtung führte. Dennoch ist der Verbrauch an Heizöl in Test #3 im Vergleich zum (mit Ausnahme der Schichteinrichtung) identischen Test #2 um 2.4 % höher. Der gesamte Energieverbrauch beträgt 17.2 MWh.

Wie bereits im experimentellen Test zeigt die Jahressimulation von **System 4** (mit Speicher B) den niedrigsten Systemnutzungsgrad ($\zeta_{S,\text{öl}}$), obwohl der Kesselnutzungsgrad 99.5 % beträgt. Der gesamte Energieeintrag beträgt 17.7 MWh, was gleichbedeutend mit einer Einsparung von 8.8 MWh ist.

Tabelle 4: Ergebnis der Jahressimulationen des Referenzsystems (Ref) sowie der getesteten Systeme (Sim #1 bis #4). Der in der Tabelle dargestellte Nutzungsgrad bezieht sich auf ein Jahr.

| | | Ref | Sim #1 | Sim #2 | Sim #3 | Sim #4 |
|---|--------------------------|------|--------|--------|--------|--------|
| Energieeintrag Heizöl ⁽¹⁾ | [MWh] | 26.0 | 16.8 | 16.5 | 16.9 | 17.4 |
| el. Leistungsaufnahme Gesamt | [MWh] | 0.5 | 0.3 | 0.4 | 0.3 | 0.3 |
| ζ_K ⁽²⁾ | [%] | 82.4 | 97.7 | 100.1 | 99.7 | 99.5 |
| $\zeta_{S,\text{öl}}$ ⁽²⁾ | [%] | 75.7 | 116.8 | 118.7 | 116.1 | 113.1 |
| $\zeta_{S,\text{öl+el}}$ ⁽²⁾ | [%] | 71.3 | 109.9 | 110.7 | 109.3 | 107.2 |
| Einsparung ⁽³⁾ | [MWh] | | 9.4 | 9.6 | 9.3 | 8.8 |
| Spezifische Einsparung ⁽⁴⁾ | [kWh/(m ² a)] | | 624 | 639 | 617 | 589 |

(1) Basierend auf dem Brennwert H_s (oberer Heizwert, H_o).

(2) Basierend auf dem Heizwert H_i (unterer Heizwert, H_u).

(3) Einsparung des Solarsystems im Vergleich zum Referenzsystem.

(4) Spezifische Einsparung des Solarsystems bezogen auf die Bruttokollektorfläche).

6. Diskussion

Die Messungen machen deutlich, dass es einen Unterschied in der Brauchwarmwasserbereitung zwischen einem externen WÜ (Frischwasserstation, verwendet in Speicher A bzw. den Tests #1, #2 und #3) und einem internen WÜ (Edelstahl Wellrohr, verwendet in Speicher B bzw. Test #4) gibt. Der gemessene Energiebedarf für die Brauchwarmwasser-Bereitstellung im Test #4 mit internem WÜ ist erkennbar niedriger (ca. 4%) als in den anderen Tests, da die nötige Solltemperatur an der Zapfstelle schneller erreicht wurde (vgl. Tabelle 3). Dabei muss allerdings beachtet werden, dass bei Verwendung eines im Speicher integrierten Wellrohres ein grösseres Volumen im Speicher auf der nötigen Temperatur gehalten werden muss, um auch bei grösseren Zapfmengen noch die Solltemperatur halten zu können. Dies geht dann einher mit erhöhten Verlusten vom Speicher an die Umgebung.

Das Be- und Entladekonzept aus Test #1 mit sehr einfacher externer Hydraulik (vgl. Kapitel 3) führt wie vom Hersteller vorgesehen trotz vergleichsweise hoher Beladevolumenströme der Nachheizung zu einer durchweg guten Temperaturverteilung im Speicher mit ausreichend grossem Vorhaltevolumen mit hohen Temperaturen im oberen Teil des Speichers und einem grossen Bereich mit niedrigen Temperaturen im unteren Teil des Speichers. Durch die

Betriebsweise des Ölkessels wird allerdings dessen Modulationsfähigkeit nicht genutzt, was durch das Regelkonzept für das Gesamtsystem auch so vorgesehen ist².

Mit einem tieferen Anschluss des Rücklaufs des Ölkessels, wie er im Gegensatz zu Test #1 in Test #2 und Test #3 im Raumheizungsbetrieb umgesetzt wurde, ist zusätzlich eine bessere Nutzung der Brennwert-Technik und damit ein höherer Nutzungsgrad des Kessels möglich. Dabei ist zu beachten dass sowohl kondensierende Kessel als auch die Solarkollektoren je effizienter arbeiten je tiefer die Rücklaufemperaturen sind. Durch den Anschluss des Ölkessels im unteren Teil des Speichers werden dort die Temperaturen erhöht. Bei den gegebenen Randbedingungen mit 15 m² Kollektorfläche und einem 1000-Liter-Speicher überwiegt die Steigerung des Kesselnutzungsgrades die niedrigere Effizienz der Kollektoren.

Die Verbesserung, die von Test #1 zu Test #2 allein mit einer konzeptionell verbesserten hydraulischen Anbindung der Nachheizung an den Speicher und der Kesselmodulation erreicht wurde, lässt sich zum grossen Teil auf den verbesserten Nutzungsgrad des Ölkessels zurückführen. Im Hinblick auf den Test #3 (ohne Schichtladeeinrichtung) wurden hier zwei 3-Wege Ventile zur „externen Schichtung“ des Be- und Entlade-Volumenstroms der Nachheizung installiert. Bei Verwendung der Schichteinrichtung ist die Umschaltung der Vorlaufposition auf den Speicher allerdings nicht nötig. Es könnte also auf beide Ventile verzichtet werden und im Unterschied zu Test #1 lediglich die Rücklaufposition des Ölkessels auf die tiefere Position verändert werden (was zu einem höheren Kesselnutzungsgrad führt), während der Vorlauf des Kessels durch die Schichteinrichtung in der richtigen Position in den Speicher eingebracht würde. Dabei muss darauf geachtet werden dass der Durchfluss des Kessels im Betrieb zur Warmwasserbereitung so klein ist dass die nötige Temperaturspreizung von 35 K (bei einer Temperatur von 25°C im untern Teil des Speichers und einer gewünschten Temperatur von 60°C) erreicht werden kann (im hier Untersuchten Fall wären etwa 370 ltr/h nötig).

Neben der hydraulischen Veränderung zwischen Test #1 und Test #2 wurde auch eine regelungstechnische Änderung durchgeführt: Der Ölkessel sollte entsprechend der Anforderung von Brauchwarmwasserbereitung und Raumheizung mit der entsprechenden Vorlauftemperatur arbeiten. Die dazu nötigen Änderungen erwiesen sich als sehr aufwändig, da die Regeleinheit des Kessels keine direkte Temperaturanforderung verarbeiten konnte. Anstatt dessen musste ein Umweg über eine fiktive Aussentemperatur gewählt werden aufgrund derer die Regeleinheit des Kessels die Soll-Vorlauftemperatur berechnen konnte. Eine weitere Möglichkeit wäre die Verwendung von zusätzlichen Temperaturfühlern gewesen die am Speicher und im Aussenbereich (Aussentemperatur) nötig wären. Dadurch könnten allerdings die beiden Regeleinheiten in Konflikt geraten.

7. Schlussfolgerungen

Die Prüfung des Kombisystems in der Basisvariante (Test 1) zeigte ein effizientes System, das den Wärmebedarf für Raumheizung und Warmwasser sicher deckt. Die Installation und Inbetriebnahme ist durch das unkomplizierte hydraulische Schema und die übersichtliche Regelung sehr benutzerfreundlich und wenig anfällig für (konzeptionelle) Installationsfehler.

Die hydraulische und regelungstechnische Optimierung führt zu einer deutlichen Verbesserung der Effizienz der Anlage. Insbesondere der Jahresnutzungsgrad des Brennwertkessels konnte durch die veränderte Einbindung der Nachheizung erhöht werden. Hier ist besonders auf die Position des Rücklauf-Anschlusses zu achten, der möglichst tief sein sollte, um mit kalten Temperaturen die Nutzung der Kondensationswärme zu ermöglichen. Die hydraulische und regelungstechnische Optimierung bedeutet jedoch einen erheblichen Mehraufwand bei der Planung und Installation der Anlage und birgt im Vergleich zur Standardvariante zusätzliches Fehlerpotential.

Die Untersuchung von System 3 zeigt, dass auch in einem hydraulisch und regelungstechnisch optimierten System die Schichteinrichtung im Speicher, bei ansonsten identischen Systemen, den Verbrauch an Zusatzenergie um mehr als 2% senkt.

² Der Regler gibt nur ein Ein/Aus-Signal an den Kessel.

Das Anlagenkonzept aus Test #4 erfordert es, einen grossen Bereich des Speichers auf hohen Temperaturen zur Warmwasserbereitung zu halten, um die Komfort-Anforderungen insbesondere bei grösseren Zapfvolumen erfüllen zu können. In den hier gezeigten Untersuchungen führte dies zu einem weniger effizienten System als die Versionen mit externem WÜ für die Brauchwarmwasserbereitstellung. Eine allgemeingültige Aussage über den Einfluss auf die Systemeffizienz kann allerdings nur dann getroffen werden, wenn unterschiedliche Wärmeverlustarten der Speicher ausgeschlossen werden können.

Die in diesem Bericht dargestellten Untersuchungen leisten einen Beitrag zum besseren Verständnis über den Einfluss von Be- und Entladestrategien von Speichern auf die Effizienz von Gesamtsystemen. Allerdings müssen bei einer umfassenden Bewertung der Anlagen neben den technischen Gegebenheiten auch Einflussfaktoren wie Kosten, Betriebssicherheit, Installationsaufwand und Wartungsmöglichkeiten berücksichtigt werden.

8. Referenzen

- [1] Vogelsanger, P., 2002. The Concise Cycle Test Method - A Twelve Day System Test. IEA SHC Task 26 Technical Report.
- [2] Vogelsanger, P., et al.: Jahresleistungsermittlung von Solarsystemen mit der Concise Cycle Test (CCT) Methode, SPF Institut für Solartechnik , <http://www.solarenergy.ch/publ/systeme/KombiPruefmethodecct.pdf>, 2004.
- [3] Klein, S. A. et al., 2000. TRNSYS 16, a transient system simulation program – reference manual. Solar Energy Laboratory University of Wisconsin – Madison, USA, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [4] Haller, M.: TRNSYS Type 869 Boiler Model, Version 5.02, 2009. <http://www.solarenergy.ch/Produkte.56.0.html>
- [5] Haller, M.Y., Paavilainen, J., Konersmann, L., Haberl, R., Dröscher, A., Frank, E., Bales, C. & Streicher, W., 2010. A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part I: Model Development. Journal of Building Performance Simulation, 4: 1, 1 – 18.
- [6] Haller, M.Y., Paavilainen, J., Konersmann, L., Haberl, R., Dröscher, A., Frank, E., Bales, C. & Streicher, W., 2010. A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part II: Parameterization and Comparison with Measurements. Journal of Building Performance Simulation, 4: 1, 19 – 36.
- [7] Drück, H., 2006. Multiport Store Model for TRNSYS - Type 340 - V1.99F.
- [8] Jordan, U., Vajen, K., Streicher, W., Letz T.: Performance of Solar Combisystems. In: W. Weiss, Ed. Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems. James & James, London, pp. 125-162, 2003.
- [9] Vogelsanger, P., 2004. Referenzbedingungen: Klima, Wärmelast, Kollektorfeldausrüstung und Referenzsystem zur Leistungsbestimmung von Heizsystemen für Raumheizung und Wassererwärmung, <http://www.spf.ch/Concise-Cycle-Test.192.0.html?&L=QEV3UVuu>.

Annex III: Neue Materialien in der Solarthermie

Einleitung

Während der Sommermonate kommt es bei solarthermischen Anlagen regelmässig zu sogenannten Stagnationszuständen im Kollektorkreislauf, da das Überangebot an solarer Strahlung nicht genutzt werden kann [1]. Ein in Stagnation befindlicher Kollektor kann je nach Bauart (Flach- oder Vakuumröhrenkollektor) Absorbertemperaturen zwischen 150°C und über 200°C erreichen. Bei diesen Temperaturniveaus kommt es zur Verdampfung des Wärmeträgers im Kollektor. Der Dampf gelangt dabei auch in das hydraulische System, was zu hohen thermischen Belastungen der Komponenten, vor allem im Anschlussbereich des Kollektors, führt. Hinzu kommt eine Belastung durch Kondensation im Rohr und den Rohrverbindungen und zu einer Temperaturwechselbelastung durch das Durchströmen mit kühlerem Fluid beim Wiedereinschalten der Anlage. Diese wechselnden thermischen Zustände wirken sich negativ auf die Langzeitbeständigkeit der Verrohrungskomponenten aus und können deren Lebensdauer mindern.

In dieser Arbeit liegt der Fokus im Aufbau einer Apparatur zur Prüfung der Langzeitbeständigkeit von Rohrverbindungselementen wie Dichtungen, Verschraubungen, Verpressungen oder gänzlich neuen Verbindungselementen bzw. -materialien. In dieser Apparatur sollen die Systemzustände Druck und Temperatur während der höchsten Belastung – im Stagnationsfall am Kollektoranschluss – für eine Lebensdauer von 20 Jahren emuliert und an entsprechenden Prüflingen getestet werden.

Vorgehen

Recherche zu Dauer, Häufigkeit und Temperaturbelastung während Stagnation

Dem Aufbau der Anlage ging eine umfassende Recherche voraus. In dieser Recherche sollten repräsentative Daten gesammelt werden, die Aufschluss über Häufigkeit (pro Jahr), Dauer (Stunden pro Jahr) und Temperaturlast (°C am Kollektoranschluss) von Stagnationsfällen geben. Dabei wurden Daten aus verschiedenen Quellen herangezogen, die jeweils unterschiedlich vollständige Datensätze lieferten:

- Daten von solaren Kombianlagen im Feld ([2], [3])
- Stagnationsuntersuchungen aus anderen Projekten/Berichten ([1], [4], [5])
- Eigene Simulationen mit Polysun
- Eigene Messungen an einem Stagnationsteststand

Bei acht Feldanlagen und 18 Simulationen traten im Durchschnitt 48 Stagnationszustände pro Jahr auf. Die Dauer der Stagnation belief sich bei 13 Feldanlagen und 17 Simulationen auf im Mittel 117 Stunden pro Jahr. Für den Versuch wurden mit etwas einkalkulierter Sicherheit Werte von 80 Stagnationsfällen pro Jahr mit einer jeweiligen Dauer von 200h zu Grunde gelegt. Dies ergibt Dampfbelastungsphasen für den Test von 2.5 Stunden. Die Untersuchungen zur Temperaturbelastung am heissesten Punkt in der Hydraulik (=direkt am Anschluss des Kollektors) zeigte aus 31 Messungen, dass sich ≈78% der Stagnationszeit in einem Temperaturbereich bis 155°C abspielen (siehe Abbildung 30). Höhere Temperaturen kamen nur als kurze Peaks und bei (vor allem Vakuumröhren-)Kollektoren mit gezielt ungünstiger Verrohrung vor.

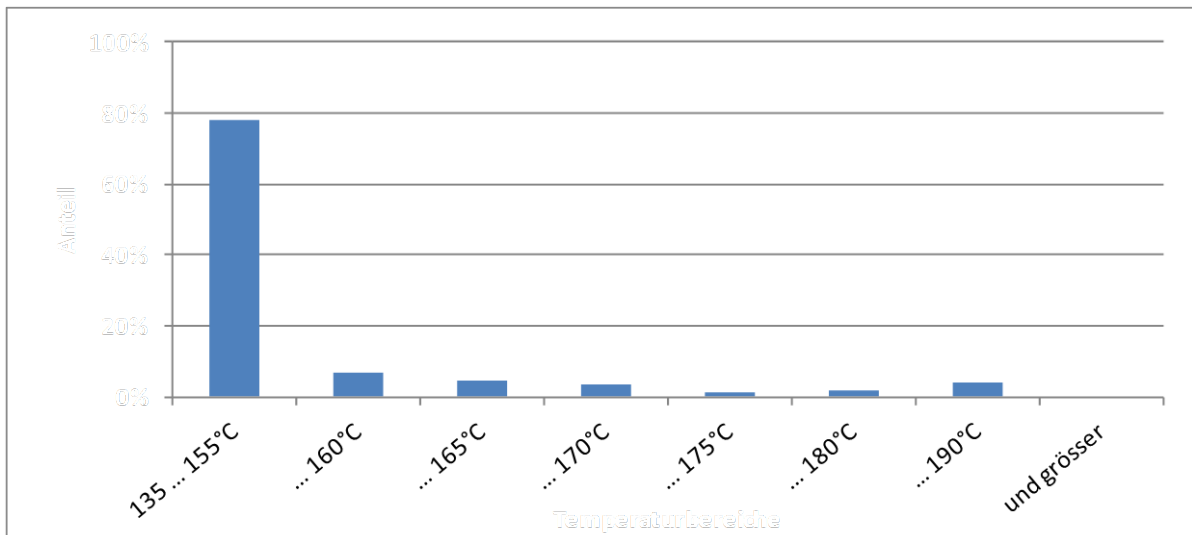


Abbildung 30: Temperaturbereiche am Kollektoranschluss während Stagnation und prozentuale Anteile gemittelt über einen Tag, alle Kollektortypen und insgesamt 31 Messtage

Prüfzyklus

Der aus den Untersuchungen resultierende Prüfzyklus (vgl. Abbildung 31) sieht eine 3-Stündige Heizphase vor, an die sich eine 1-Stündige Pumpphase zum Durchspülen der Prüflinge anschliesst. Somit sind insgesamt sechs vollständige Zyklen pro Tag möglich. Sollen 20 Jahre Belastung im Test nachgestellt werden, ergibt sich eine Versuchszeit von knapp 9 Monaten (80 pro Jahr * 20 Jahre / 180 Zyklen pro Monat).

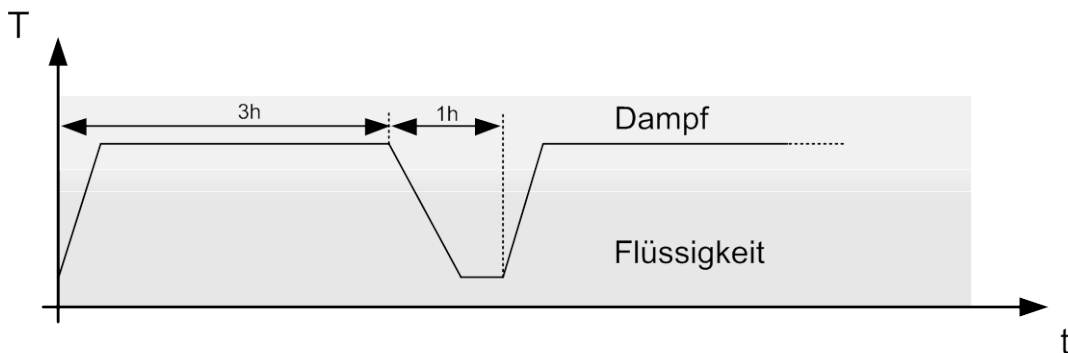


Abbildung 31: Prüfzyklus

Schematischer Aufbau der Anlage und Funktionsweise

Mit den gefundenen Rahmenbedingungen konnte der Teststand ausgelegt und aufgebaut werden (vgl. Abbildung 32). Ein Hauptbestandteil der Anlage ist der Dampferzeuger, in dem das Fluid erhitzt und zum Verdampfen gebracht wird. Die zunächst komplett mit Fluid gefüllte Anlage wird nun von oben her mit Dampf gefüllt, bis das Niveau die gewünschte Höhe unterhalb der Teststrecken erreicht und nun die Heizpatrone über den Magnetschalter aus- und eingeschaltet wird. So wird der Füllstand auf einem konstanten Niveau gehalten. Verdrängtes Volumen wird über ein MAG. Der vom Dampferzeuger getrennte Flüssigkeitsspeicher sorgt dafür, dass in den Pumpphasen die Prüflinge mit kühlerem Fluid durchspült werden können.

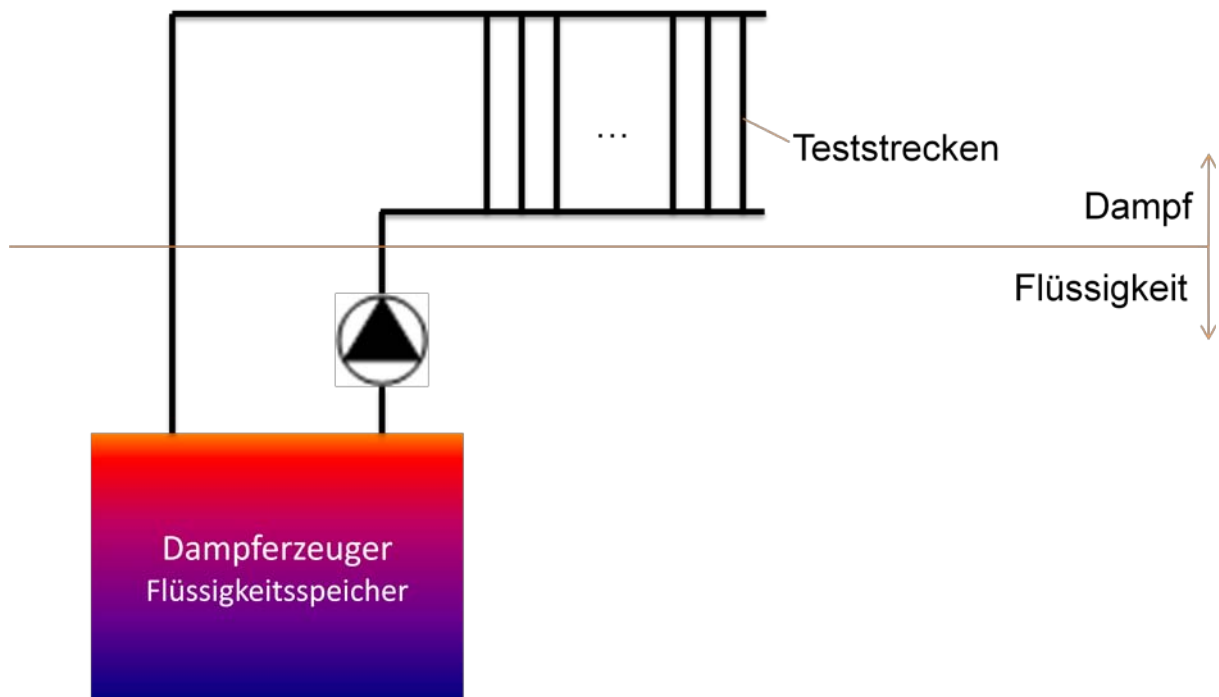


Abbildung 32: Schematische Darstellung der Versuchsanlage.

Literatur

- [1] Dipl.-Phys. Jörn Scheuren und Dr. Wolfgang Eisenmann, „Stagnationsuntersuchungen in den Kollektorkreisläufen hochdimensionierter grosser thermischer Solaranlagen“, Institut für Solarenergieforschung GmbH Hameln/Emmerthal (ISFH), 2007.
- [2] „Stagnation - Institut für Solarenergieforschung“. [Online]. Available: http://www.isfh.de/institut_solarforschung/stagnation.php. [Accessed: 06-Juli-2011].
- [3] „Ertrags- und Anlagendaten thermischer Solaranlagen“. [Online]. Available: <http://www.solarwebseiten.de/Anlagen/anlagen.php>. [Accessed: 06-Juli-2011].
- [4] J. Scheuren, „Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder“, Dissertation, Universität Kassel, 2008.
- [5] R. Hausner, C. Fink, W. Wagner, R. Riva, und F. Hillerns, „Entwicklung von thermischen Solarsystemen mit unproblematischem Stagnationsverhalten“, Bundesministerium für Verkehr, Innovation u. Technologie, 2003.