

*„Forschungsvorhaben – Optimierte  
Thermosiphon-Solaranlagen:  
Schaffung wissenschaftlicher Grundlagen  
und Entwicklung einer marktangepassten,  
seriennahen Prototyp-Anlage“*

- **Abschlussbericht über das Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem AZ: 25027-24/2 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt -**

Verfasser

Prof. Dr.-Ing. Wilfried Zörner

Dipl.-Ing. (FH) Sebastian Brandmayr

Ingolstadt, im Oktober 2010

## Impressum

**Titel:** Forschungsvorhaben – Optimierte Thermosiphon-Solaranlage:  
Schaffung wissenschaftlicher Grundlagen und Entwicklung einer  
marktangepassten, seriennahen Prototyp-Anlage

**Herausgeber:** Hochschule für angewandte Wissenschaften FH Ingolstadt

*KOMPETENZFELD ERNEUERBARE ENERGIEN*

Esplanade 10

85049 Ingolstadt

Tel. 0841/9348-227, Fax 0841/934899-227

E-Mail: [zoerner@haw-ingolstadt.de](mailto:zoerner@haw-ingolstadt.de)

**Autoren:** Sebastian Brandmayr, Wilfried Zörner

## Projektkennblatt

06/02					
<b>Projektkennblatt</b>  der  <b>Deutschen Bundesstiftung Umwelt</b>					
Az	<b>25027</b>	Referat	<b>24/2</b>	Fördersumme	<b>125.000€</b>
<b>Antragstitel</b>		<b>Forschungsvorhaben optimierte Thermosiphon-Solaranlage: Schaffung wissenschaftlicher Grundlagen und Entwicklung einer marktangepassten, seriennahen Prototypanlage</b>			
<b>Stichworte</b>					
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>3,75 Jahre</b>	<b>01.10.2007</b>	<b>31.07.2011</b>			
Zwischenberichte					
<b>Bewilligungsempfänger</b>		<i>CitriSolar Energie- und Umwelttechnik GmbH</i>		Tel	08761-334029
		Böhmerwaldstr. 32		Fax	08761-334040
		85638 Moosburg		Projektleitung	
				Hanns Koller	
				Bearbeiter	
<b>Kooperationspartner</b>		<i>Fachhochschule Ingolstadt – KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK</i>			
		Esplanade 10			
		85049 Ingolstadt			
<b>Zielsetzung und Anlass des Vorhabens</b>					
<p>Deutsche Solartechnik, wie sie in den vergangenen 10 bis 15 Jahren entwickelt wurde, ist für den Einsatz in Mitteleuropa mit seinem temperierten, milden Klima optimiert. Der Trend der Solarthermie in Deutschland wie auch in Österreich geht zunehmend zu immer größeren und komplexeren Anlagen, die nicht nur das Brauchwasser erwärmen, sondern auch im Zusammenspiel mit den entsprechenden Regeleinrichtungen zur Heizungsunterstützung beitragen. Diese Technik eignet sich jedoch nicht für die zahlreichen südlichen Exportmärkte, weil sie dafür technisch unnötig aufwändig und damit zu teuer ist.</p> <p>Um erfolgreich deutsches Solartechnik-Knowhow in Form marktnaher Produkte anbieten zu können, muss der technische Vorsprung, den sich deutsche Unternehmen international erarbeitet haben, auch auf solarthermische Anwendungen wie Thermosiphon-Solaranlagen gerichtet werden, die den Zugang zum Weltmarkt eröffnen.</p> <p>Thermosiphon-Solaranlagen ersetzen gerade in südlichen Ländern den klassischen Elektroboiler zur Brauchwassererwärmung und tragen, da sie zum Betrieb keine weitere Fremdenergie benötigen, nennenswert zur Umweltentlastung durch Energieeinsparung bei.</p>					

Trotz ihres vermeintlich einfachen Aufbaus zeigen Thermosiphon-Solaranlagen im täglichen Gebrauch noch eine Reihe technischer Schwachstellen, die im Rahmen des Projekts untersucht und abgestellt werden sollen.

### ***Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden***

Im Vorfeld des Entwicklungsprojekts wurde bereits eine Markt- und Wettbewerbsanalyse durchgeführt, bei der Informationen zu Thermosiphon-Systemen beschafft wurden und der aktuelle Stand der Technik analysiert und dokumentiert wurde.

Im ersten Arbeitsschritt innerhalb des Projekts, der Konzept- und Entwurfsphase, wird zunächst das Gesamtsystem erfasst, mit dem Ziel, die Funktionen der Bauteile zu analysieren und daraus ein Anlagensimulationsmodell zu generieren. Das Simulationsmodell wird mit Versuchsergebnissen verglichen und so angepasst, dass es die Realität möglichst genau abbildet. Dadurch werden Schwächen des entwickelten Simulationsmodells gezielt abgestellt.

Anschließend werden dann Berechnungen durchgeführt, um die Anforderungen an die einzelnen Komponenten und die gesamte Anlage exakt spezifizieren zu können.

Mit den gewonnenen Daten werden im Weiteren zunächst die beiden Hauptelemente des Systems, der Kollektor und der Speicher, betrachtet. Am Kollektor werden speziell der Absorber, die Hydraulik und die Konstruktion untersucht. Der Warmwasserspeicher wird schwerpunktmäßig hinsichtlich Hydraulik, Wärmetauscher, Geometrie und Verhalten bei Be- und Entladung analysiert und optimiert.

Anschließend werden die Verbindungen zwischen Speicher und Kollektor und die Schnittstellen zwischen System und Verbraucher untersucht und verbessert. Zudem werden die für einen sicheren Betrieb der Anlage benötigten Sicherheitseinrichtungen ermittelt und festgelegt.

Abschließend wird im Rahmen der Systemintegration noch die Konstruktion des Systemträgers festgelegt.

Beim anschließenden Systemdesign werden die so entstandenen optimierten Einzelkomponenten zu einem Gesamtsystem zusammengeführt und nach technologischen und wirtschaftlichen Kriterien untersucht.

Um Versuche am System durchführen zu können, wird ein Prototyp erstellt. Für alle Versuche, Systemtests oder Komponentenversuche, werden vorab Versuchskonzepte festgelegt, die entweder direkt nach gültigen internationalen Prüfnormen entstehen, wie der ISO 9459-2 (CSTG-Verfahren) bzw. ISO 9459-5 (DST-Verfahren), oder in Anlehnung daran. Daneben werden anhand der gewonnenen Simulationsergebnisse eigene Versuchskonzepte entwickelt und umgesetzt.

Anhand der Versuchsergebnisse können nochmals optimierte Designparameter für die Komponenten gewonnen und die Simulation überprüft werden. Neben diesen technischen Optimierungsmaßnahmen werden die damit verbundenen Auswirkungen auf die Bauteilkosten abgewogen.

Basierend auf dieser Vorgehensweise können die Daten aus den Systemversuchen mit den Ergebnissen anderer vermessener Systeme verglichen werden. Dadurch lassen sich die Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen genau belegen und sich die Vorteile des entwickelten Systems sowohl aus technologischer als auch aus wirtschaftlicher Sicht darstellen.

Zum Abschluss des Projekts liegt der optimierte Prototyp einer Thermosiphon-Solaranlage vor, der dann, nach weiteren Anpassungen an die Produktion, in ein Produkt für die aufstrebenden südlichen Solarmärkte umgesetzt werden kann.

### ***Ergebnisse und Diskussion***

Im Laufe des Projekts konnte am Kompetenzfeld Erneuerbare Energien ein umfangreiches wissenschaftlich fundiertes Verständnis der Thermosiphon-Solaranlagentechnik aufgebaut werden und zu CitrinSolar transferiert werden.

CitrinSolar konnte im Rahmen der Kollektorentwicklung das bereits vorhandene Know-How im Bereich Vollaluminium-Absorber entscheidend erweitern. Zudem konnte Wissen um die Fertigung von Doppel-

mantelspeichern aufgebaut werden. Das neuerlangte Wissen um Speicher und Kollektor wird den Weg vom Prototyp hin zur Serienfertigung der Thermosiphon-Systeme bedeutend erleichtern.

Die Leistungsfähigkeit des Thermosiphon-Anlagen-Prototyps konnte in den Bauteil- und Systemtests nachgewiesen werden und ist in der Größenordnung des Referenzsystems angesiedelt.

### **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Die von der DBU geförderten Arbeiten im Themenfeld Thermosiphon-Solaranlagen konnten im Rahmen von zahlreichen nationalen und internationalen Publikationen einem breiten Fachpublikum zugänglich gemacht werden.

Daneben konnte im Jahr 2010 ein Prototyp der entwickelten Thermosiphon-Solaranlage am Gemeinschaftsstand der DBU im Rahmen der Intersolar München vorgestellt werden.

### **Fazit**

Das von der DBU geförderte Forschungs- und Entwicklungsprojekt konnte erfolgreich zum Aufbau von Know-How bei CitrinSolar und an der Fachhochschule Ingolstadt genutzt werden. Durch diese Arbeiten und das daraus resultierende Prototyp-Produkt konnte CitrinSolar nachhaltig gestärkt und das Produktportfolio um ein für südliche Exportmärkte relevanten Baustein erweitert werden.

## Inhaltsverzeichnis

Projektkennblatt.....	III
Inhaltsverzeichnis .....	V
Abbildungsverzeichnis.....	VII
Tabellenverzeichnis .....	VIII
Symbole.....	IX
Indizes .....	IX
Griechische Symbole.....	X
Tabellenverzeichnis.....	11
1 Einleitung und Projektbeschreibung .....	14
1.1 Beschreibung von Thermosiphon-Solaranlagen.....	15
1.2 Typische Systemgrößen.....	17
1.3 Stand der Technik .....	17
1.4 Entwicklungsziele .....	18
2 Referenzsystem .....	19
2.1 Wärmespeicher der Referenzanlage.....	20
2.2 Kollektor der Referenzanlage.....	21
2.3 Durchgeführte Untersuchungen an der Referenzanlage .....	22
3 System und Systemmodellierung.....	23
3.1 Physikalische Vorgänge in Thermosiphon-Systemen.....	23
3.2 Minimales Höhenverhältnis von Speicher und Kollektor.....	25
3.3 Vorhandene Komponentenmodelle .....	26
3.3.1 Kollektormodell .....	26
3.3.2 Rohrleitungen .....	31
3.3.3 Warmwasserverbraucher.....	35
3.4 Entwicklung eines Doppelmantelspeichermodells .....	36
3.5 Validierung des Doppelmantelspeichermodells .....	38
3.6 Thermosiphon-Gesamtsystem .....	38
3.7 Einschränkungen des Simulationsmodells .....	40
3.8 Wetterdaten.....	41
4 Sensibilitätsanalyse.....	42
4.1 Parameter der Zielfunktion .....	43

---

4.2 Standortwahl .....	46
4.2.1 Standort Ingolstadt.....	46
4.2.2 Standort Rom.....	46
4.2.3 Standort Málaga .....	46
4.3 Ergebnisse der Sensibilitätsanalyse .....	47
5 Systemkonzepte.....	48
5.1 Ansätze zur Verhinderung von „Reverse Thermosyphoning“ .....	48
5.2 Höhenverhältnis Kollektor-Speicher .....	50
5.3 Aufständigung.....	51
5.3.1 Typische Aufständigungssysteme .....	51
5.3.2 Materialauswahl.....	52
5.3.3 Konzeptbeschreibung der Aufständigung.....	53
6 Kollektorentwicklung.....	57
6.1 Analyse der Kollektorbetriebspunkte .....	57
6.2 Kollektorprototyp.....	58
7 Speicherentwicklung .....	61
7.1 Stand-der-Technik.....	61
7.2 Speicher Prototyp .....	63
8 Sicherheitseinrichtungen .....	66
9 Vermessung .....	67
9.1 Bestimmung des Druckverlusts der Bauteile .....	67
9.2 Bestimmung des Schüttverhaltens .....	69
9.3 Erweiterungen am Thermosiphon-Anlagenprüfstand .....	70
9.4 Systemcharakterisierung .....	72
9.5 Untersuchungen zum Druckanstieg im Anlagenbetrieb.....	74
10 Schlussfolgerungen und Ausblick.....	76
11 Veröffentlichung von Projektergebnissen .....	77
12 Literaturverzeichnis .....	78

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Attraktive Märkte für Thermosiphon-Anlagen rund um das Mittelmeer ..	15
Abbildung 1.2: Funktionsprinzip einer Thermosiphon-Solaranlage.....	16
Abbildung 1.3: Thermosiphon-Systeme.....	16
Abbildung 1.4: "Sicherheitshinweis" auf einer Thermosiphon-Anlage .....	18
Abbildung 2.1: Referenz-Thermosiphon-Anlage.....	19
Abbildung 2.2: Technischer Aufbau des Wärmespeichers .....	20
Abbildung 2.3: Vergleich verschiedener Absorberaufbauten .....	21
Abbildung 2.4: Wirkungsgradkennlinie des Solahart-Kf-Kollektors .....	22
Abbildung 2.5: Direkter Vergleich zwischen dem Solahart-Referenzsystem und dem System mit <i>CitrinSolar</i> CS200-4F-Kollektor .....	22
Abbildung 3.1: Grundlegende Arbeitsweise von Thermosiphon-Solaranlagen .....	24
Abbildung 3.2: Dichteverlauf an einer Thermosiphon-Solaranlage unter stationären Betriebsbedingungen .....	25
Abbildung 3.3: Minimale Thermosiphon-System-Höhe.....	26
Abbildung 3.4: Untersysteme des Kollektormodells.....	28
Abbildung 3.5: Definition von Zenith- und Azimuthwinkel .....	28
Abbildung 3.6: Sonneneinfallswinkel $\theta$ zur Bestimmung des Winkelkorrekturfaktors ....	30
Abbildung 3.7: Berechnung des Massenstroms in CARNOT.....	30
Abbildung 3.8: Radialer Rohraufbau.....	34
Abbildung 3.9: Zeitlicher Verlauf des Warmwasserverbrauchs an Werktagen .....	35
Abbildung 3.10: Zeitlicher Verlauf des Warmwasserverbrauchs am Wochenende.....	35
Abbildung 3.11: Jahreszeitlicher Warmwasserverbrauch .....	35
Abbildung 3.12: Schnitt durch den Doppelmantelwärmespeicher.....	36
Abbildung 3.13:Wärmeströme im Speichermodell.....	37
Abbildung 3.14: Gemessene und simulierte Speicherverlustsequenz über 17 Stunden	39
Abbildung 3.15: Thermosiphon-Anlagen Simulationsmodell .....	39
Abbildung 3.16: Massenströme in einem untersuchten Thermosiphon-System .....	40



Abbildung 4.1: Systemkonfiguration der Sensitivitätsanalyse.....	42
Abbildung 4.2: Zusammenhang zwischen Druckverlust und Kollektorwirkungsgrad .....	44
Abbildung 5.1: Rückschlagventil.....	48
Abbildung 5.2: Physikalischer Ansatz zur Unterbindung des umgekehrten thermosiphonischen Flusses .....	49
Abbildung 5.3: Schematische Darstellung des von Vaxman und Sokolov untersuchten Systems.....	50
Abbildung 5.4: Einfluss des optischen Erscheinungsbildes der Thermosiphon-Anlage auf den zu erwartenden Warmwasserdeckungsbeitrag.....	51
Abbildung 5.5: Einzelteile zum Aufbau eines marktüblichen Thermosiphon-Anlagen- Aufständersystems .....	52
Abbildung 5.6: Einfluss des Kollektorneigungswinkels auf den Warmwasserdeckungsbeitrag .....	53
Abbildung 5.7: Thermosiphon-System im Auslieferungszustand.....	54
Abbildung 5.8: Aufbau des System-Gestells.....	54
Abbildung 5.9: Arretierung des Thermosiphon-Systems bei 35° .....	55
Abbildung 5.10: Thermosiphon-Anlagen-Prototyp auf der Intersolar2010 .....	55
Abbildung 6.1: Betriebspunkte der vermessenen Thermosiphon-Anlage im Jahresverlauf .....	58
Abbildung 6.2: Variation der Kollektorfläche bei festem Speichervolumen von 180 l ....	59
Abbildung 7.1: Speicher mit Rohrwärmetauscher (Chromagen 2008).....	61
Abbildung 7.2: Doppelmantelspeicher der Firma <i>Vulcano</i> (2008) mit integriertem Ausdehnungsgefäß .....	62
Abbildung 7.3: Doppelmantelspeicher der Firma <i>Sammler</i> (2008) .....	63
Abbildung 7.4: Wärmetauscheroberfläche des Speichers .....	64
Abbildung 7.5: Einfluss des Speicherdurchmessers auf den Warmwasserdeckungsbeitrag .....	64
Abbildung 7.6: Einfluss des Speichervolumens auf das Jahresergebnis.....	65
Abbildung 7.7: Speicherprototyp auf dem System- und Speicherprüfstand.....	66
Abbildung 9.1: Druckverlust-Prüfstand zur Ermittlung der Bauteilverluste.....	67

---

Abbildung 9.2: Schematische Darstellung des erweiterten Differenzdruckprüfstands ...	68
Abbildung 9.3: Gemessene Druckverluste in Abhängigkeit von Temperatur und Wärmeträger .....	68
Abbildung 9.4: Druckverlustmessung an Prototyp- und Referenzspeicher .....	69
Abbildung 9.5: Bestimmung des Schüttverhaltens des Prototypspeichers .....	70
Abbildung 9.6: Erweiterung des Messsystems am Thermosiphon-Anlagen-Prüfstand..	71
Abbildung 9.7: Hydraulikplan des überarbeiteten Thermosiphon-Anlagen-Prüfstands.	71
Abbildung 9.9: Prototypanlage auf dem Thermosiphon-Anlagen Prüfstand .....	72
Abbildung 9.10: Prüfablauf einzelner Testtage nach ISO 9459-2 (1995).....	73
Abbildung 9.11: Entnahmekurve unter Testbedingungen.....	74
Abbildung 9.8: Thermosiphon-System mit ausreichend Ausdehnungsvolumen .....	75

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Technische Daten der Referenz-Anlage .....	20
Tabelle 3.1: Einfluss des Wärmeträgers auf die axiale Wärmeleitfähigkeit des Rohrs ..	34
Tabelle 4.1: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Kollektor..	43
Tabelle 4.2: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Warmwasserspeicher .....	45
Tabelle 4.3: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Gesamtsystem .....	46
Tabelle 4.4: Einfluss der betrachteten Parameter auf das Systemergebnis .....	47
Tabelle 6.1: Vergleich verschiedener transparenter Abdeckungen (Frei, 1998) .....	59
Tabelle 6.2: Technische Eigenschaften des entwickelten Solarkollektors .....	60
Tabelle 9.1: Energetischer Vergleich von Prototyp und Referenzsystem .....	73

## Symbole

$a, s$	Koeffizienten	[-]
$A$	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$c$	Wärmekapazität	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$d$	Rohrdurchmesser	[m]
$e$	Oberflächenrauigkeit	[m]
$f$	Reibungsbeiwert	[-]
$G$	Solare Einstrahlung	[W m <sup>-2</sup> ]
$k$	Winkelkorrekturfaktor	[-]
$l$	Länge	[m]
$m$	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg s <sup>-1</sup> ]
$n$	Anzahl	[-]
$\Delta p$	Druckunterschied	[Pa]
$p$	Druck	[Pa]
$Q$	Energie	[W]
Re	Reynoldszahl	[-]
$t$	Zeit	[s]
$T$	Temperatur	[°C]
$u$	Wärmedurchgang	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$v$	Geschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$x$	Funktion	[-]

## Indizes

1,2,3	Fortlaufende Zahl
$amb$	Umgebung
$axial$	Axial
$col$	Kollektor
$con$	Konstant
$eq$	Äquivalent

---

<i>fluid</i>	Fluid
<i>header</i>	Kollektorsammelrohr
<i>in</i>	Eintritt
<i>inner;i</i>	Innerer
<i>loss</i>	Verlust
<i>lin</i>	Linear
<i>node;n</i>	Knoten
<i>out</i>	Austritt
<i>pipe</i>	Rohr
<i>qua</i>	Quadratisch
Re	Reynoldszahl
<i>red</i>	Reduziert
<i>riser</i>	Kollektorsteigrohr
<i>solar</i>	Solar
<i>sky</i>	Himmel
<i>wall</i>	Rohrwand
<i>wind</i>	Wind
⊥	Senkrecht
$\theta$	Einstrahlwinkelabhängig

### Griechische Symbole

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$\Delta$	Differenz	[-]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$
$\eta$	Dynamische Viskosität oder Wirkungsgrad	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}]$ ; [-]
$\rho$	Dichte	$[\text{kg m}^{-3}]$
$\theta$	Einstrahlwinkel gegenüber der Kollektornormalen	[-]

## 1 Einleitung und Projektbeschreibung

Deutsche Solartechnik, wie sie in den vergangenen 10 bis 15 Jahren entwickelt wurde, ist für den Einsatz in Mitteleuropa mit seinem temperierten, milden Klima optimiert. Der Trend der Solarthermie in Deutschland, wie auch in Österreich, geht dabei zunehmend zu immer größeren und komplexeren Anlagen, die nicht nur das Warmwasser erhitzen, sondern auch im Zusammenspiel mit den entsprechenden Regeleinrichtungen zur Heizwärmeversorgung beitragen. Die dabei eingesetzte Technik eignet sich jedoch nicht für die zahlreichen südlichen Exportmärkte, weil sie technisch unnötig aufwändig und damit zu teuer ist.

Um erfolgreich mitteleuropäisches Solartechnik-Knowhow in Form marktnaher Produkte anbieten zu können, muss der technische Vorsprung, den sich deutsche Unternehmen international erarbeitet haben, auf solarthermische Anwendungen gerichtet werden, die den Zugang zum Weltmarkt eröffnen.

Da 90 % der weltweit installierten Solaranlagen Thermosiphon-Anlagen sind (Meyer 2006), ist klar, dass deutsche Unternehmen mit exportorientierten Unternehmen aus Ländern wie China nur konkurrieren können, wenn für dieses dominante Marktsegment technische Lösungen und Knowhow zur Verfügung stehen.

Werden Thermosiphon-Anlagen als Exportfaktor für mitteleuropäische Solarthermie-Hersteller betrachtet, müssen zunächst die Randbedingungen in diesen Zielregionen untersucht werden. Zu den interessantesten Märkten für diese Anlagentechnik entwickeln sich derzeit die Regionen rund um das Mittelmeer (Abbildung 1.1). Nicht zu vergessen sind auch die Überseeregionen europäischer Länder wie Frankreich.

Zu den entscheidenden Faktoren beim Absatz von Solartechnik zählt, neben den klimatischen Randbedingungen, wie eine hohe jährliche Sonnenstundenzahl und ein relativ mildes Klima, vor allem die Kaufkraft der Bevölkerung. Werden die Regionen in Südeuropa, Nordafrika und im Nahen Osten hinsichtlich ihres Bruttosozialprodukts mit Deutschland verglichen, zeigen sich gravierende Unterschiede in der Kaufkraft der Bevölkerung.



Abbildung 1.1: Attraktive Märkte für Thermosiphon-Anlagen rund um das Mittelmeer  
 (Central Intelligence Agency 2009)

### 1.1 Beschreibung von Thermosiphon-Solaranlagen

Thermosiphon-Solaranlagen bestehen im Allgemeinen aus drei Hauptbauteilen: dem thermischen Solarkollektor, dem Warmwasserspeicher und der Verrohrung zwischen Kollektor und Speicher. Der Energietransport vom Kollektor zum Speicher findet durch natürliche Konvektion, auch als Schwerkraftumlauf bezeichnet, statt. Grundvoraussetzung dafür ist es, den Speicher oberhalb des Kollektors anzubringen. Die Rohrverbindung zwischen Speicheraustritt und Kollektoreintritt (jeweils am unteren Ende) und Kollektoraustritt und Speichereintritt (jeweils am oberen Ende) bildet, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, einen geschlossenen Hydraulikkreis.

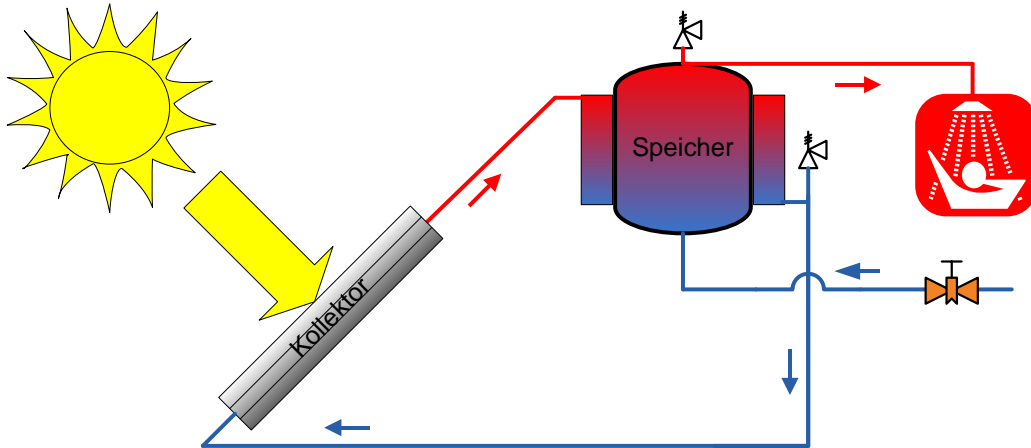


Abbildung 1.2: Funktionsprinzip einer Thermosiphon-Solaranlage

Der sich einstellende Volumenstrom in solch einem Naturumlaufsystem hängt von verschiedensten Variablen ab und variiert über Tag und Jahr gesehen sehr stark abhängig von der absorbierten Sonnenstrahlung, den Fluidtemperaturen, der Systemgeometrie und vielen weiteren Faktoren. Nach Duffie und Beckmann (1991) können Thermosiphon-Systeme als selbstregulierend beschrieben werden, denn steigende solare Gewinne führen automatisch zu höheren Durchflussraten durch den Kollektor.

Abbildung 1.3 zeigt exemplarisch die gegenwärtig großen Unterschiede in der Thermosiphon-Solaranlagentechnik. Auf der einen Seite gibt es sehr einfache drucklose und damit vor allem kostengünstige Systeme, die dem Verbraucher jedoch nur einen geringen Warmwasserkomfort bieten können. Auf der anderen Seite sind druckbehaftete Systeme mit getrenntem Kollektor- und Warmwasserkreislauf auf dem Markt, die technisch weiterentwickelt sind und in ihrer Leistungsfähigkeit mit gepumpten Anlagen mitteleuropäischen Standards durchaus mithalten können.

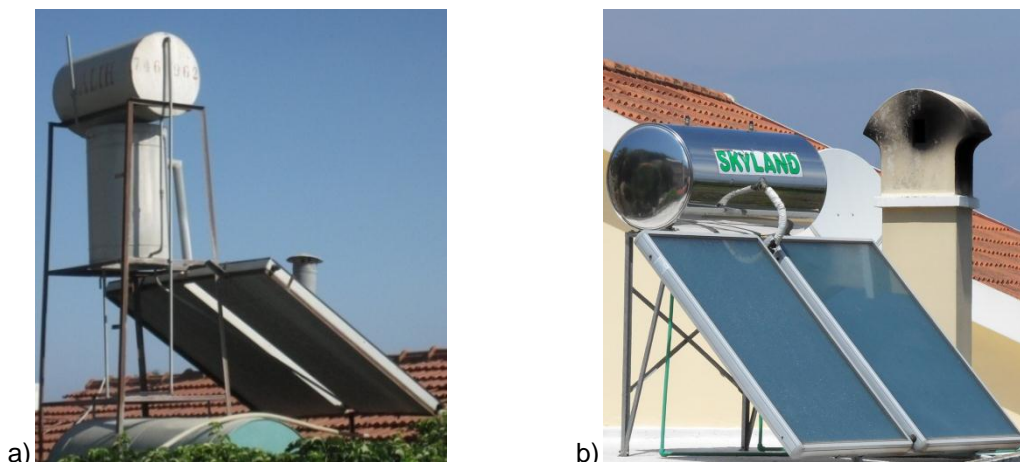


Abbildung 1.3: Thermosiphon-Systeme (eigene Fotos)

- a) Druckloses System mit stehendem Warmwasserspeicher/liegendem Versorgungstank in der Türkei
- b) Druckbehaftetes System mit horizontaler Speicheranordnung in Griechenland



## 1.2 Typische Systemgrößen

Bei Thermosiphon-Anlagen lassen sich zwei typische Größen definieren (Brandmayr und Zörner 2007). Auf der einen Seite gibt es Systeme mit etwa 2 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und einem Speichervolumen von etwa 150...180 l für Haushalte mit zwei bis vier Personen. Auf der anderen Seite gibt es Systeme mit einem etwa 300 l großen Warmwasserspeicher und einer Solarkollektorfläche von etwa 4 m<sup>2</sup>, die den Ansprüchen von vier bis sechs Personen gerecht werden können. Um einen gleichbleibenden Warmwasserkomfort gewährleisten zu können, ist es bei den meisten Anlagen möglich, eine elektrische Nachheizung für Schlechtwetterperioden in den Speicher zu integrieren. Diese Nachheizungen können allerdings bei falscher Auslegung den Solarertrag erheblich beschränken. Daher ist es sinnvoller, der Thermosiphon-Anlage eine Nachheizung nach dem Durchlauferhitzer-Prinzip nachzuschalten, die nur bei Bedarf die Warmwassertemperatur anhebt.

## 1.3 Stand der Technik

Der derzeitige Stand der Technik bei Thermosiphon-Anlagen weist noch zahlreiche ungelöste technische Probleme auf:

- Hierzu gehört im Besonderen der so genannte „reverse thermosyphoning“-Effekt, der bei durchgeheiztem Speicher und niedriger Einstrahlung einsetzen kann. Der Thermosiphon-Kreislauf dreht sich in diesem Betriebsfall um, da der Kollektor als Wärmetauscher gegenüber der kalten Umgebungsluft wirkt und somit den Speicher auskühlt.
- Ein weiterer Schwachpunkt bei vielen Anlagen ist die Führung der Wasserströme bei der Warmwasserentnahme bzw. beim Nachfüllen des Speichers. Das nachströmende, kalte Wasser zerstört die Temperaturschichtung im Speicher, was den sensiblen Betrieb der Anlage erheblich stören kann.
- Bei vielen Anlagen sind Überhitzungen des Speichers ein großes Problem, da oftmals sehr leistungsfähige Kollektoren, entwickelt für gepumpte Solarsysteme, mit zugekauften Standard-Wärmespeichern zu einer Thermosiphon-Anlage kombiniert werden (Abbildung 1.4). Dabei funktioniert das technische, hydraulische und thermische Zusammenspiel der Anlagenkomponenten nur in begrenztem Maß.
- Ein weiterer Schwachpunkt von Thermosiphon-Anlagen zeigt sich bei der Gestaltung des Kollektorkreislaufs. Wird die Rücklaufleitung zum Kollektoreinlass innerhalb des Kollektors geführt, ist diese sehr oft mit dem Absorber verbunden. Dadurch erwärmt sich der Wärmeträger bereits vor dem Eintritt in den eigentlichen Kollektoreinlass und bremst somit die natürliche Umwälzung ab, was wiederum einen negativen Einfluss auf die System-Leistungsfähigkeit hat.

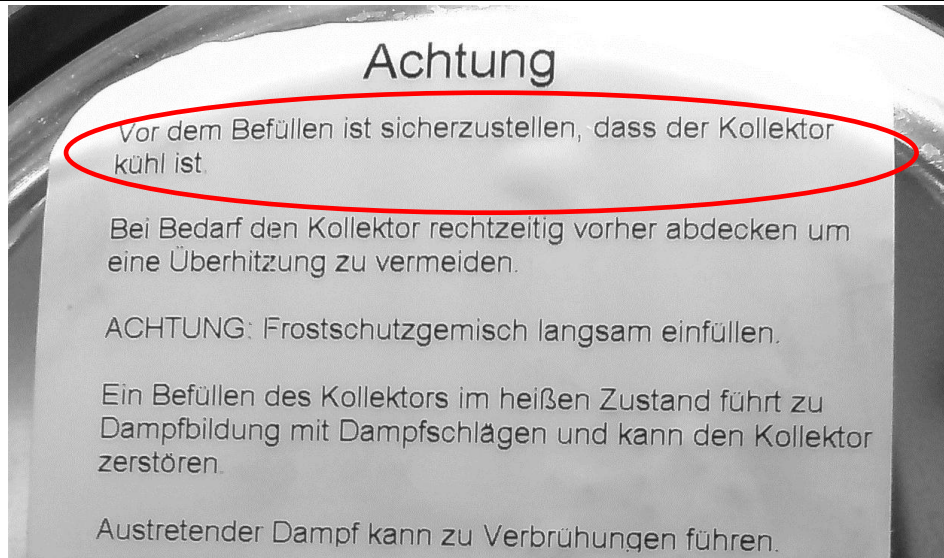


Abbildung 1.4: "Sicherheitshinweis" auf einer Thermosiphon-Anlage

#### **1.4 Entwicklungsziele**

Als Entwicklungsziel des Projekts wird eine Thermosiphon-Anlage mit getrenntem Brauchwasser- und Kollektorkreislauf bei einer Zielgröße von ca. 180 l Warmwasserinhalt mit einem etwa 2 m<sup>2</sup> großen Kollektor definiert. Der getrennte Brauch- und Kollektorkreislauf bietet den Vorteil, die Anlage mit einem an das jeweilige Einsatzgebiet angepasstem Frostschutzgemisch befüllen zu können. Dabei bedeuten geringere Frostschutzkonzentrationen eine höhere Leistungsfähigkeit der Anlage bei gleichzeitig geringeren Kosten.

Als Einsatzgebiet der Entwicklung werden die Mittelmeeranrainer definiert, mit Schwerpunkt auf Süditalien und Südspanien.

## 2 Referenzsystem

Um die im Projekt getroffenen Optimierungsmaßnahmen quantifizieren und belegen zu können wird zu Projektbeginn eine Referenzanlage festgelegt, die umfangreich vermessen und in der Anlagensimulation abgebildet wird. Dabei zeigen sich Thermosiphon-Anlagen der *Solahart Industries Pty Ltd (Solahart)* als besonders geeignet, da *Solahart* Weltmarktführer im Bereich der Thermosiphon-Solaranlagentechnik ist (Abbildung 2.1).



Abbildung 2.1: Referenz-Thermosiphon-Anlage

Die Referenz-Thermosiphon-Anlage hat zwei geschlossene druckbehaftete Kreisläufe: ein Warmwasser-Kreislauf und ein davon getrennter Kollektor-Kreislauf mit der Möglichkeit Wasser/Propylenglykol-Frostschutzmischungen als Wärmeträger einzusetzen.

Der Aufbau dieses Systems ist speziell für den Gebrauch in Regionen mit niedrigen bis mittleren Einstrahlungserträgen konzipiert, wie sie beispielsweise in Mitteleuropa vorherrschen.

Die technischen Daten des Systems sind in Tabelle 2.1 dargestellt. Die Referenzanlage wurde in den Thermosiphon-Prüfstand im Kompetenzfeld Erneuerbare Energien integriert und nach gültiger Prüfnorm ISO 9459-2 (1995) umfangreich vermessen.

Tabelle 2.1: Technische Daten der Referenz-Anlage

Kollektor	
Aperturfläche	1,87 m <sup>2</sup>
Absorber	Stahlabsorber mit 35 Steigkanälen
Beschichtung	selektive Schwarzchromschicht
Transparente Abdeckung	gehärtetes, eisenarmes Solarglas
Dämmung	55 mm Glaswolle
Speicher	
Art	Doppelmantelspeicher
Nennvolumen	180 l
Dämmung	exzentrische PU-Hartschaumisolierung 12...55 mm
Verrohrung	
Material	22 x 1 mm Kupferrohre
Dämmung	13 mm Elastomerschaum

## 2.1 Wärmespeicher der Referenzanlage

Der Speicher ist im Versuchsaufbau 200 mm über dem Kollektor horizontal angebracht. Bei der Konstruktion des Speichers wurde auf eine gute Führung der Fluidströme geachtet (

Abbildung 2.2). Das nachströmende Kaltwasser wird durch einen konisch geformten Einlass am Boden in den Speicher geleitet. Dieser verhindert, dass sich das kalte Wasser mit dem geschichteten Warmwasser durchmischt.

Die Warmwasserentnahme erfolgt am höchsten Punkt des Speichers über eine in den Speicher eingebrachte Warmwasser-Entnahmeleitung. Die Isolierung besteht aus FCKW-freiem PU-Hartschaum und ist exzentrisch um den Tank angebracht. Im Warmwasserbereich, ist die Isolierung mit 55 mm stärker ausgelegt als am Kaltwassereinlass mit 12 mm.

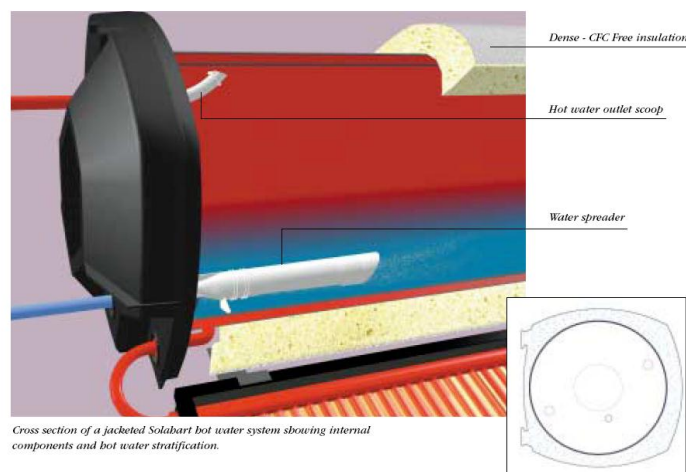


Abbildung 2.2: Technischer Aufbau des Wärmespeichers (Solahart Australien 2009)

## 2.2 Kollektor der Referenzanlage

Der Kollektor der Referenzanlage hat eine Aperturfläche von  $1,87 \text{ m}^2$ . Das Kollektorgehäuse ist aus Aluminiumblech gefertigt und mit einer 55 mm starken Glaswollisolierung ausgestattet. Die transparente Abdeckung des Kollektors besteht aus 3,2 mm starkem, eisenarmen Solarglas.

Die Besonderheit des Kollektors liegt in der Verwendung eines Stahlabsorbers mit 35 rautenförmigen Steigkanälen. Aufgrund der hohen Steigkanalanzahl weist der Solahart-Kollektor mit 3,8 l Füllvolumen im Vergleich zu Standardkollektoren (ca. 1,1...1,4 l) eine sehr hohe thermische Kapazität auf.

Ein Vorteil der hohen Anzahl an Steigrohren im Vergleich zu typischen Blech-Rohr-Absorbern mit 8...10 Steigrohren ist der durch den geringeren Abstand der Steigrohre erhöhte Absorberwirkungsgradfaktor und somit eine sehr gute Übertragung der aufgenommenen Strahlungsenergie an das Wärmeträgerfluid (Abbildung 2.3).

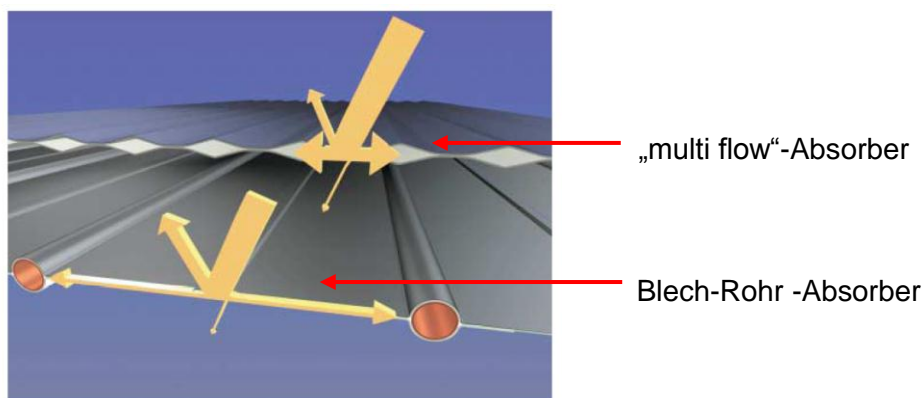


Abbildung 2.3: Vergleich verschiedener Absorberaufbauten (Solahart Australien 2009)

Der Absorber ist selektiv mit Schwarzchrom beschichtet. Typisch für Schwarzchrom ist eine Absorption von  $\alpha = 92...96 \%$  bei geringen Emissionsverlusten von  $\varepsilon = 10...12 \%$ .

Der Solarkollektor wurde am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der *Universität Stuttgart* nach DIN EN 12975-2 vermessen. Die für die Systemmodellierung notwendigen Größen Druckverlust und Kollektorwirkungsgradkennlinie (Abbildung 2.4), wurden diesem Bericht entnommen (Müller-Steinhagen 2004).

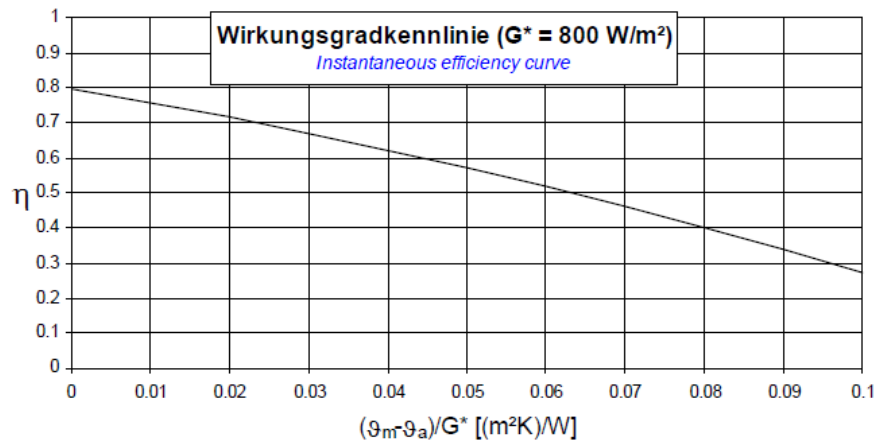


Abbildung 2.4: Wirkungsgradkennlinie des Solahart-Kf-Kollektors (Müller-Steinhagen 2004)

### 2.3 Durchgeführte Untersuchungen an der Referenzanlage

An der Referenzanlage wurden neben einer Leistungsprüfung nach ISO 9459-2 (1995) die Speicherverluste und der Druckverlust aller Bauteile gemessen und dokumentiert. Für eine zweite Leistungsprüfung nach Norm wurde der Solahart-Kollektor durch einen *CitriSolar CS200-4F*-Kollektor ersetzt.

Das modifizierte System zeigt zwar eine größere Leistungsfähigkeit durch den hochwertigeren Kollektor, wird dadurch allerdings auch teurer. Der in Abbildung 2.5 dargestellte niedrigere Volumenstrom durch das *CitriSolar CS200-4F*-System bei gleichen Umgebungsbedingungen lässt sich durch den am *KOMPETENZFELD ERNEUERBARE ENERGIEN* gemessenen größeren Druckverlust des Kollektors belegen.

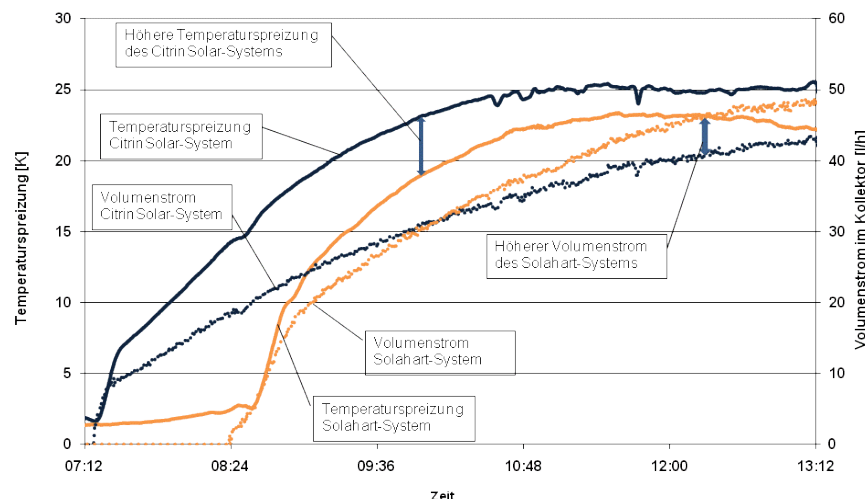


Abbildung 2.5: Direkter Vergleich zwischen dem Solahart-Referenzsystem und dem System mit *CitriSolar CS200-4F*-Kollektor



### 3 System und Systemmodellierung

Als Simulationsumgebung für die Thermosiphon-Anlagensimulation wurde Matlab/Simulink (The MathWorks o.J.) mit der vom *Solarinstitut Jülich* entwickelten Programmbibliothek CARNOT (Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox) gewählt (Hafner, Plettner und Wemhöner 1999). Bei CARNOT handelt es sich um ein Open Source-Projekt. Die Quellcodes sind frei verfügbar und können weiterentwickelt werden, was die Software gerade für wissenschaftliches Arbeiten sehr interessant macht.

#### 3.1 Physikalische Vorgänge in Thermosiphon-Systemen

Um Thermosiphon-Systeme erfolgreich in der Simulation abbilden zu können, müssen die physikalischen Hintergründe, die den Energie- und Massentransport vom Kollektor in den Speicher hervorrufen, zunächst grundlegend betrachtet werden. Bei der Untersuchung der Vorgänge erweist sich ein direkter Vergleich der Thermosiphon-Solaranlagen mit einem flüssigkeitsgefüllten U-Rohr am verständlichsten. Im Folgenden werden die in Abbildung 3.1 dargestellten Zusammenhänge erläutert:

1. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  sind sowohl das Thermosiphon-System als auch das U-Rohr mit Wasser oder einer beliebigen anderen Flüssigkeit mit konstanter Temperatur  $T_0$  befüllt. Aufgrund der Schwerkraft stellt sich in beiden Schenkeln die gleiche Füllhöhe  $z$  ein.
2. Die Flüssigkeit des jeweiligen linken Schenkels wird nun durch eine externe Energiequelle, wie zum Beispiel der Sonne, erwärmt. Dadurch sinkt die Dichte der Flüssigkeit und sie dehnt sich auf der linken Seite um die Höhe  $\Delta z$  aus (3.1-1):

$$\Delta z = \Delta \rho \frac{m}{\rho_0 \rho_1 A_{pipe}} \quad (3.1-1)$$

mit

$A_{pipe}$	Querschnittsfläche des Rohrs	[m <sup>2</sup> ]
$\Delta z$	vertikale Ausdehnung	[m]
$m$	Fluidmasse	[kg]
$\Delta \rho$	Dichteunterschied	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{0,1}$	Fluiddichte	[kg m <sup>-3</sup> ]

3. Wird die Erwärmung der linken Seite fortgesetzt, läuft beim U-Rohr schließlich das Fluid im linken Schenkel über. Dadurch wird diese Seite leichter als die Rechte. Nach dem Prinzip der kommunizierenden Röhren fließt nun solange Flüssigkeit von der rechten zur linken Seite nach bis sich das Massengleichgewicht wieder eingestellt hat. Wird nun explizit auf das Thermosiphon-System geachtet, zeigt sich, dass die Flüssigkeit in den Speicher überläuft, der aus physikalischer Sicht

Teil des rechten Schenkels ist, wodurch sich das Massen-Ungleichgewicht zusätzlich erhöht, was zu einen von der eingestrahelten Energie abhängigen Massenstrom im Thermosiphon-System hervorruft.

4. Im Betrieb von Thermosiphon-Solaranlagen stellt sich ein relativ konstanter Massenstrom ein, bei dem der durch die Sonneneinstrahlung erzeugte dichteabhängige Auftrieb mit den durch die Systemhydraulik hervorgerufenen Druckverlusten und den Wärmeverlusten der Anlage (3.1-2) gleichzusetzen ist:

$$\Delta p_{buo} = \Delta p_{loss} \quad (3.1-2)$$

mit

$\Delta p_{buo}$  Druckgewinn durch Auftrieb [Pa]

$\Delta p_{loss}$  Druckverlust durch Fluidströmung und Wärmeverluste [Pa]

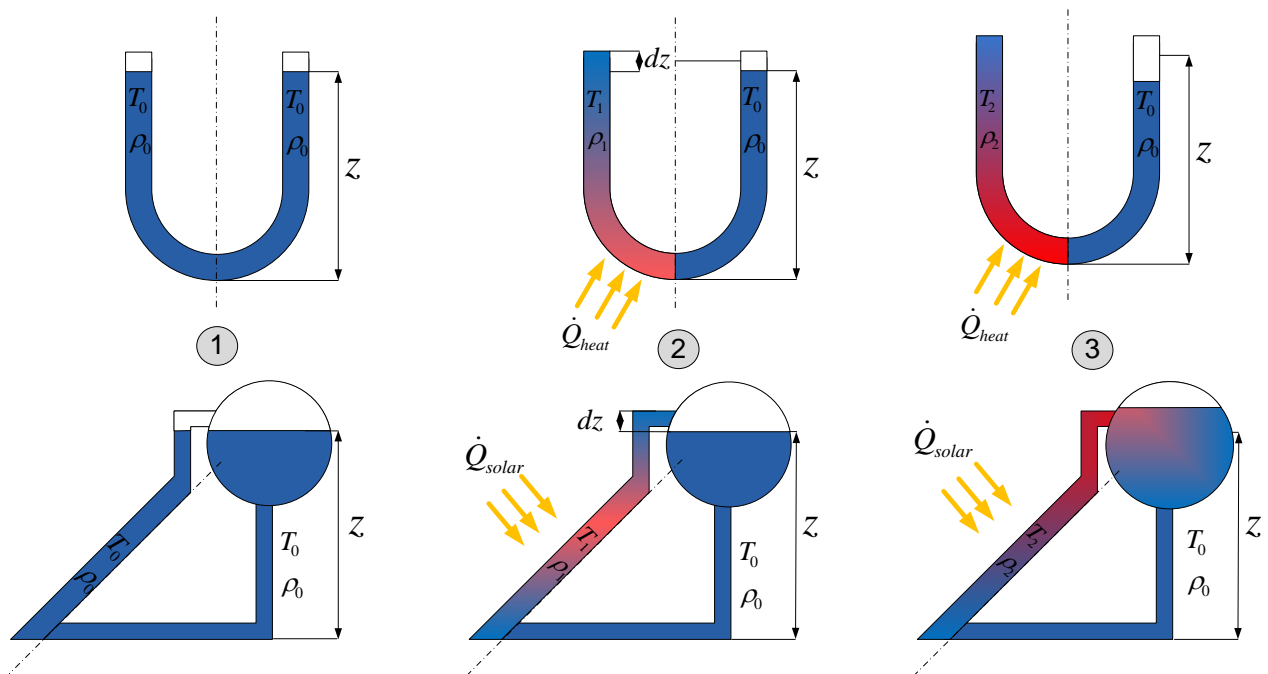


Abbildung 3.1: Grundlegende Arbeitsweise von Thermosiphon-Solaranlagen

Die vereinfachte physikalische Beschreibung der Vorgänge im Thermosiphon-System zeigt schon vor der Modellierung des Systems deutlich, dass gerade bei Thermosiphon-Anlagen auf eine exakte Beschreibung der Druckverluste und der Wärmeverluste zu achten ist, um realistische Ergebnisse zu erzielen. Bei zwangsumgewälzten Solaranlagen werden die entstehenden Druckverluste durch eine geeignete Pumpe ausgeglichen.



### 3.2 Minimales Höhenverhältnis von Speicher und Kollektor

Eine weitere wichtige Frage, die analytisch vor den Simulationsreihen geklärt wird, ist, wie weit sich die Lage des Wärmespeichers zur Kollektor-Oberkante nach unten variieren lässt. Diese Fragestellung kann einen entscheidenden Einfluss auf das spätere ästhetische Erscheinungsbild und die Leistungsfähigkeit des Systems haben.

Wird eine idealisierte Thermosiphon-Solaranlage, das heißt ohne Berücksichtigung von Druck- und Wärmeverlusten, an einem stationären Betriebspunkt betrachtet, ist die den Kreislauf antreibende Kraft allein der Dichteunterschied zwischen den einzelnen Systemschnittstellen. Anhand Abbildung 3.2 wird der Dichteverlauf des Systems beschrieben. Das kalte Fluid tritt am Kollektoreinlass A in den Kollektor ein und wird durch die solare Einstrahlung bis zum Kollektoraustritt B erwärmt. Dabei sinkt die Fluiddichte wie in Pfad A-B des zugehörigen Diagramms dargestellt. Die Verrohrung von Kollektor zu Wärmespeicher wird dabei als verlustfrei angenommen. Daher ändert sich entlang des Pfades B-C auch die Dichtedifferenz nicht weiter. Auf dem Weg vom Speichereintritt C zum Speicheraustritt D gibt das Fluid die gesamte im Kollektor aufgenommene Energie wieder ab und die Dichte steigt bei sinkender Fluidtemperatur zurück auf das Ausgangsniveau. Entlang der Kollektorrücklaufleitung D-A erfährt die Flüssigkeit ebenfalls keine energetischen Änderungen, somit ändert sich die Dichte wiederum nicht mehr. Der System-Auftrieb ist somit die entlang der Vektoren eingeschlossene Fläche.

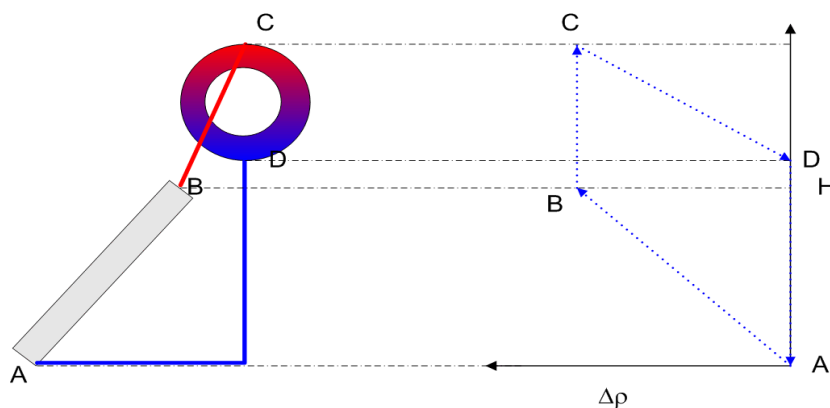


Abbildung 3.2: Dichteverlauf an einer Thermosiphon-Solaranlage unter stationären Betriebsbedingungen

Anhand dieser Situation wird eine Höhenvariation des Speichers durchgeführt. Dabei ändert sich der Flächeninhalt abhängig vom Höhenverhältnis. Abbildung 3.3 zeigt eine marktverfügbare Anlagenkonfiguration, bei der Kollektoroberkante und Speichereintritt auf gleicher Höhe liegen. Dadurch, dass der Speicher hinter dem Kollektor angebracht ist wirkt das System optisch kompakt.

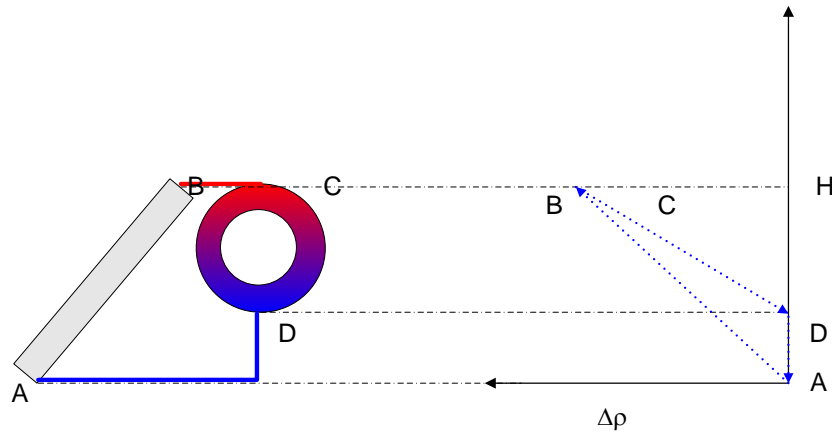


Abbildung 3.3: Minimale Thermosiphon-System-Höhe

Anhand der Auftriebsflächen lässt sich folgern, dass Systeme mit über dem Kollektor angebrachten Speichern bei verhältnismäßig hohen Volumenströmen und geringen Temperaturspreizungen zwischen Kollektoreintritt und -austritt arbeiten werden. Systeme mit minimaler Höhe werden dagegen bei hohen Temperaturspreizungen und geringen Volumenströmen arbeiten.

Eine genaue Aussage zur Leistungsfähigkeit der jeweiligen Konfiguration wird in der Sensibilitätsanalyse getroffen.

### 3.3 Vorhandene Komponentenmodelle

CARNOT beinhaltet bereits einige der benötigten Komponenten zum Aufbau einer realitätsnahen Thermosiphon-Solaranlage, wie Kollektoren, Pumpen, Rohrleitungen und Schichtenspeicher, jedoch kein Modell eines typischerweise in Thermosiphon-Anlagen eingesetzten Doppelmantelspeichers.

#### 3.3.1 Kollektormodell

Bei dem in CARNOT verwendeten Kollektormodell handelt es sich um ein sogenanntes Kennlinienmodell, bei dem die in Normprüfungen ermittelte Kollektor-Wirkungsgradkennlinie eines jeden beliebigen (Flach-)Kollektors hinterlegt werden kann. Das Modell ist in  $n$  vom Nutzer freiwählbare Knoten zwischen Kollektoreintritt und -austritt unterteilt, über die die Kollektor-Energiebilanz bestimmt wird. Dabei wird die Energiebilanz je Knoten wie in Formel 3.3.1-1 dargestellt berechnet.

$$c_{col} \frac{dT}{dt} = \dot{q}_{solar} + \frac{\dot{m}c_{fluid}}{A_{col}} (T_{n-1} - T_n) + a_1 (T_{amb} - T_n) - a_2 (T_{amb} - T_n)^2 + u_{wind} v_{wind} (T_{amb} - T_n) + u_{sky} (T_{sky} - T_n)$$

(3.3.1-1)

mit

$A_{col}$	Kollektor-Aperturfläche	[m <sup>2</sup> ]
$c_{col}$	Flächenbezogene thermische Kapazität des Kollektors	[J m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{fluid}$	spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgers	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\dot{q}_{solar}$	solare Einstrahlung auf den Kollektor	[W m <sup>-2</sup> ]
$dT$	Temperaturgradient	[K]
$dt$	Zeitschritt	[s]
$\dot{m}$	Massenstrom des Kollektorfluids	[kg s <sup>-1</sup> ]
$T_{amb}$	Umgebungstemperatur	[°C]
$T_{n-1}$	Temperatur des Vorgänger-Knotens	[°C]
$T_n$	Temperatur des momentan betrachteten Knotens	[°C]
$u_{wind}$	Wärmeverlustkoeffizient durch Wind	[W s m <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup> ]
$v_{wind}$	Windgeschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]
$u_{sky}$	Wärmeverluste durch kalten Himmel	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$T_{sky}$	Himmelstemperatur	[°C]
$a_1$	linearer Kollektorverlustkoeffizient	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$a_2$	quadratischer Kollektorverlustkoeffizient	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup> ]

Da in den Kollektorkennlinien Verluste durch Wind und den kalten Himmel bereits berücksichtigt sind, werden diese in der Simulation zu 0 gesetzt.

Die auf den Absorber treffende Einstrahlung wird im Kollektormodell aus diffusem und direktem Strahlungsanteil, der Kollektorposition zur Sonne und den optischen Eigenschaften des Solarglases berechnet. Dazu sind sogenannte „Subsystems“ (Untersysteme) in das Kollektormodell integriert (Abbildung 3.4).

Das Untersystem „inclined\_surface“ berechnet aus der Einstrahlung, dem Zenith- und Azimutwinkel der Sonne sowie der Kollektordrehung, -neigung und -ausrichtung unter Verwendung eines isotropen Himmelsmodells oder des Himmelsmodell von Hay und Davis die auf die Kollektorabdeckung auftreffende Strahlungsenergie.

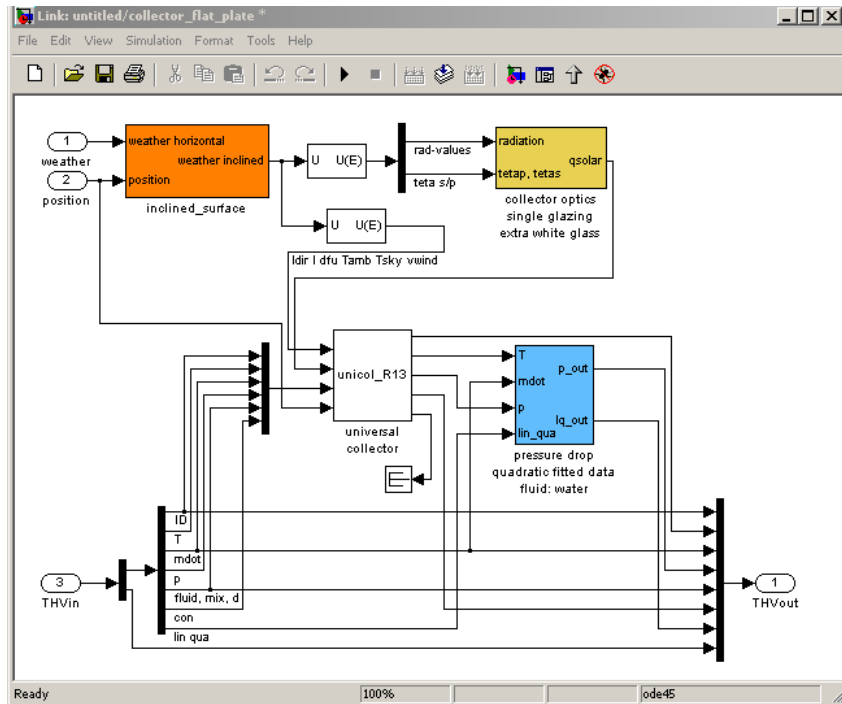


Abbildung 3.4: Untersysteme des Kollektormodells

Abbildung 3.5 zeigt exemplarisch die Bestimmung von Zenith- und Azimuthwinkel bei einer horizontalen Fläche. Die Bestimmung von Zenith und Azimuth beim geneigten Kollektor erfolgt analog.

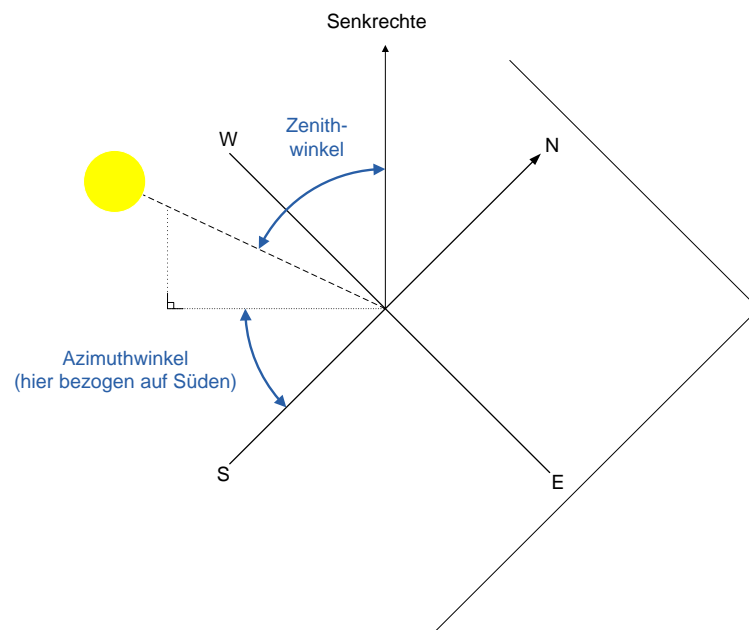


Abbildung 3.5: Definition von Zenith- und Azimuthwinkel

In dem der „inclined\_surface“ nachgeschalteten Block „collector\_optics“ werden dann noch die optischen Eigenschaften der transparenten Kollektorabdeckung abgebildet und berechnet. Dazu gehören die Glaseigenschaften sowie der Winkelkorrekturfaktor (Incidence Angle Modifier, IAM) für die Direktstrahlung.

Da Änderungen des Winkelkorrekturfaktors im ursprünglichen Modell nur durch Eingabe einer Wertetabelle möglich sind, wird das Modell um die Gleichung nach Ambrosetti und Keller (1985), die auch in den gültigen Kollektorprüfnormen Anwendung findet, erweitert. Mit diesem Modell kann der Verlauf der IAM-Kurve anhand eines Messpunkts, der laut Prüfnorm DIN EN 12975-2 (DIN 2006) bei einem Einstrahlungswinkel von  $\theta = 50^\circ$  gegenüber der senkrechten Einstrahlung auf den Absorber zu messen ist, bestimmt werden (Abbildung 3.6).

$$k(\theta) = 1 - \tan^n\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.3.1-2), \text{ wobei } k(\theta) = \frac{\eta_\theta}{\eta_\perp} \quad (3.3.1-3)$$

mit

$k(\theta)$	Winkelkorrekturfaktor (IAM)	[-]
$\theta$	Einstrahlungswinkel gegenüber der Kollektornormalen	[°]
$n$	kollektorspezifischer Faktor	[-]
$\eta_\theta$	optischer Kollektorwirkungsgrad unter Einfallswinkel $\theta$	[-]
$\eta_\perp$	optischer Kollektorwirkungsgrad bei senkrechtem Strahlungseinfall	[-]

Der Winkelkorrekturfaktor ist in fast allen Kollektor-Prüfberichten enthalten. Durch diese Anpassung werden die Funktionalität und der Bedienkomfort des Kollektormodells deutlich erhöht.

Neben der energetischen Komponente wird im Kollektormodell auch der thermosiphonische Auftrieb als Druckterm über die Erwärmung des Wärmeträgers und seine Volumenzunahme berechnet, der dann in der sogenannten „Thermosiphon-Pumpe“ in einen Massenstrom umgerechnet wird.

Dazu werden sowohl die Auftriebskräfte als auch die durch den Massenstrom hervorgerufenen Druckverluste berechnet. Die Druckverlustberechnung folgt dabei wieder dem Berechnungsverfahren nach EN 12975-2 (DIN 2006), bei dem der Druckverlust als quadratische Gleichung bei einer Wärmeträgertemperatur von 20 °C angegeben wird.

Eine Anpassung des Druckverlustes an die aktuelle Wärmeträgertemperatur oder die Viskosität erfolgt im Modell nicht. Ein überarbeitetes und mit Messwerten überprüfetes Druckverlustmodell, das eine an die Temperatur angepasste Berechnung ermöglicht zeigt im Jahresverlauf keinen Unterschied (< 1%) zum Basisberechnungsverfahren. Da

sich durch die aufwendigeren Druckverlustberechnungen die Simulationsgeschwindigkeit sehr stark reduziert, wird aus Effizienzgründen in den Jahressimulationen darauf verzichtet.

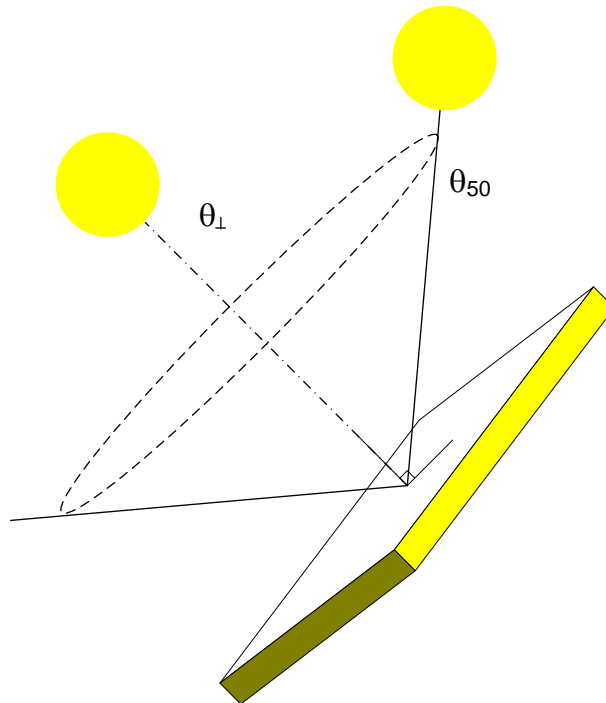


Abbildung 3.6: Sonneneinfallswinkel  $\theta$  zur Bestimmung des Winkelkorrekturfaktors

Die Thermosiphon-Pumpe ist ein zentraler Baustein der Anlagensimulation (Abbildung 3.7). Dieses Bauteil rechnet Druckterme in einen Massenstrom um.

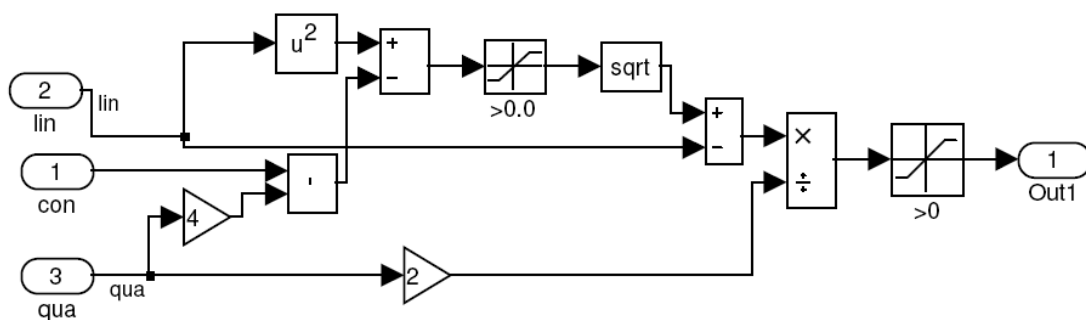


Abbildung 3.7: Berechnung des Massenstroms in CARNOT

Die sich in den Bauteilen ergebenden Dichteunterschiede durch Wärmeverluste oder -gewinne werden in statischen, linearen und quadratischen Drucktermen von Block zu Block weitergegeben und in der Thermosiphon-Pumpe über einen quadratischen An-

satz in einen Massenstrom übersetzt. In den Gleichungen 3.3.2-2 und 3.3.2-3 ist der in Abbildung 3.7 dargestellte Ansatz nach dem Massenstrom aufgelöst.

$$0 = p_{qua} * \dot{m}^2 + p_{lin} * \dot{m} + p_{con} \quad (3.3.2-2)$$

$$\dot{m} = \frac{-p_{lin} + \sqrt{p_{lin}^2 - 4 * p_{qua} * p_{con}}}{2 * p_{qua}} \quad (3.3.2-3)$$

mit

$\dot{m}$	Massenstrom	[kg s <sup>-1</sup> ]
$p_{con}$	konstanter Druckterm	[-]
$p_{lin}$	linearer Druckanteil	[s kg <sup>-1</sup> ]
$p_{qua}$	quadratischer Druckanteil	[s <sup>2</sup> kg <sup>-2</sup> ]

Der Massenstrom wird für jeden Simulationsschritt berechnet und bildet sehr genau die Realität ab.

### 3.3.2 Rohrleitungen

Die in CARNOT hinterlegten Rohrleitungsmodelle berücksichtigen neben der thermischen Komponente (Wärmeverluste) auch die hydraulischen Eigenschaften (Druckverluste).

#### 3.3.2.1 Druckverlustberechnung

Abweichend vom Kollektormodell wird in der Verrohrung der Druckverlust in Abhängigkeit von Strömungsgeschwindigkeit und den aktuell vorherrschenden Fluideigenschaften bestimmt (3.3.3.1-1).

$$\Delta p = f \frac{l_{pipe}}{d_{inner}} \frac{\rho}{2} v_{fluid}^2 \quad (3.3.3.1-1)$$

mit

$d_{inner}$	Rohrinnendurchmesser	[m]
$f$	Reibungsbeiwert	[-]
$l_{pipe}$	Rohrlänge	[m]
$\Delta p$	Druckverlust	[Pa]
$v_{fluid}$	Strömungsgeschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Dichte des Fluids	[kg m <sup>-3</sup> ]

Der Reibungsbeiwert  $f$  ist in diesem Fall eine abschnittsweise definierte Funktion der Reynoldszahl und der Rohrrauigkeit (3.3.3.1-2).

$$f = x(\text{Re}, e) \quad (3.3.3.1-2)$$

mit

$e$	Oberflächenrauigkeit	[m]
$f$	Reibungsbeiwert	[-]
Re	Reynoldszahl	[-]
$x(\text{Re}, e)$	Funktion von Reynoldszahl und Oberflächenrauigkeit	[-]

Die Reynoldszahl für Funktion 3.3.3.1-2 lässt sich anhand der Rohrgeometrie und den temperaturabhängigen spezifischen Fluidbeiwerten bestimmen (3.3.3.1-3).

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{fluid}} d_{\text{inner}} \rho}{\eta_{\text{fluid}}} \quad (3.3.3.1-3)$$

mit

$d_{\text{inner}}$	Rohrinnendurchmesser	[m]
$l_{\text{pipe}}$	Rohrlänge	[m]
Re	Reynoldszahl	[-]
$v_{\text{fluid}}$	Strömungsgeschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Dichte des Fluids	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\eta_{\text{fluid}}$	dynamische Viskosität des Fluids	[kg m <sup>-1</sup> s <sup>-2</sup> ]

Grundlage für die abschnittsweise definierte Funktion bilden dabei die bei Bohl und Elmendorf (2005) hinterlegten Strömungsmodelle für laminare, sich entwickelnde turbulente und voll turbulente Strömung. Dadurch wird eine sehr gute Übereinstimmung mit der Realität erreicht.

Störungen der Strömung, beispielsweise durch Rohrbögen, werden über zusätzliche dimensionslose Reibungsbeiwerte in die Berechnung einbezogen.



### 3.3.2.2 Thermische Vorgänge in den Rohrleitungen

Der thermische Anteil der Rohrleitungen wird über eine Finite-Volumenberechnung nach Patankar (1980) ermittelt.

Dabei lautet die Differentialgleichung für ein vollständiges Rohr inklusive Rohrdämmung (3.3.3.2-1):

$$\frac{c_{wall} * l_{pipe}}{V_{node}} \frac{dT}{dt} = \frac{U_{pipe} * A_{loss}}{V_{node}} (T_{amb} - T_n) + \frac{\lambda_{axial}}{dh^2} (T_{n+1} - T_n) + \frac{\lambda_{axial}}{dh^2} (T_{n-1} - T_n) + \frac{\dot{m}c_{fluid}}{V_{node}} (T_{n-1} - T_n) \quad (3.3.3.2-1)$$

mit:

$A_{loss}$	Bezugsfläche für Wärmeverluste (identisch mit Innenfläche des Rohrs)	[m <sup>2</sup> ]
$c_{fluid}$	spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgers	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{wall}$	Wärmekapazität des Rohrs pro m	[J m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_{axial}$	effektive axiale Wärmeleitfähigkeit des Rohrs	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$dh$	Länge eines Knotens	[m]
$l_{pipe}$	Rohrlänge	[m]
$\dot{m}$	Massenstrom des Kollektorfluids	[kg s <sup>-1</sup> ]
$T_{amb}$	Umgebungstemperatur	[°C]
$U_{pipe}$	flächenbezogene Wärmeverluste des Rohrs	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$V_{node}$	Volumen eines Knotens	[m <sup>3</sup> ]
$dT$	Temperaturgradient	[K]
$dt$	Zeitschritt	[s]
$T_{n-1}$	Temperatur des Vorgänger-Knotens	[°C]
$T_n$	Temperatur des momentan betrachteten Knotens	[°C]
$T_{n+1}$	Temperatur des nachfolgenden Knotens	[°C]

Für die Berechnung der Wärmeverluste  $U_{pipe}$  der Rohrleitungen des Thermosiphon-Systems gilt die Gleichung zur Berechnung eines Rohrs mit mehreren konzentrischen Schichten unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit (Abbildung 3.8).

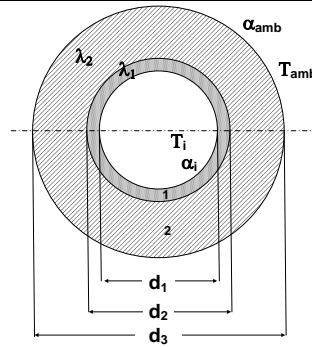


Abbildung 3.8: Radialer Rohraufbau

Um die Berechnung der bei Thermosiphon-Anlagen außenliegenden Rohrleitungen realistisch zu gestalten, wird an der Rohroberfläche zusätzlich ein konvektiver Wärmeübergang angenommen, der einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit von  $v_{\text{Wind}} = 2 \text{ m s}^{-1}$  entspricht ( $\alpha = 26 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ). Der konvektive Wärmeübergang vom Wärmeträger an die Rohrwand wird mit  $\alpha = 600 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  berücksichtigt, was der natürlichen Konvektion entspricht.

Neben den konvektiven Wärmetransportmechanismen im Rohrleitungsmodell wird auch Wärmeleitung in axialer Richtung berücksichtigt. Dazu wird nur die Querschnittsfläche der Wand betrachtet, das Medium Wasser bzw. Wasser/Propylenglykol-Gemisch hat keinen Einfluss. Physikalisch gesehen ist dieser Ansatz nicht vollständig korrekt, da Wärmeleitung auch im Fluid stattfindet. Allerdings sind die Unterschiede der beiden Ansätze bei Kupferverrohrung sehr gering; von daher kann der Ansatz ohne Berücksichtigung des Fluids als physikalisch gültige Näherung betrachtet werden.

Für den Einsatz anderer Rohrmaterialien gilt der einfache Ansatz nicht mehr, dort muss die Wärmeleitfähigkeit des Fluids Berücksichtigung finden.

Tabelle 3.1 zeigt die Ergebnisse der axialen Wärmeleitfähigkeit bei Annahme eines Rohrs mit 1 mm Wandstärke und 20 mm lichtigem Durchmesser mit dem Wärmeträger 60/40 Wasser-Propylenglykol-Gemisch bei etwa 50 °C.

Tabelle 3.1: Einfluss des Wärmeträgers auf die axiale Wärmeleitfähigkeit des Rohrs

Rohrmaterial	Wärmeleitfähigkeit des Materials [W/mK]	axiale Wärmeleitfähigkeit der Verrohrung (Fluid berücksichtigt) [W/mK]	axiale Wärmeleitfähigkeit der Verrohrung (Fluid <u>nicht</u> berücksichtigt) [W/mK]	Rechenfehler [%]
Kupfer	384	66,96	66,64	0
Stahl	48	8,65	8,33	4
Edelstahl	17	3,27	2,95	10
PP/PET/PE	0,25	0,36	0,04	-733

### 3.3.3 Warmwasserverbraucher

Der Warmwasserbedarf wird in Anlehnung an marktübliche Simulationstools für einen 3- bis 4-Personenhaushalt mit der typischen Energiemenge von  $2.500 \text{ kWh a}^{-1}$  angenommen. Die tägliche Warmwasserentnahme findet morgens, mittags und abends statt und unterliegt zusätzlich jahreszeitlichen Schwankungen (Abbildung 3.9 bis Abbildung 3.11). Die Entnahmetemperatur des Warmwassers wird mit einem thermostatischen Regelventil auf  $45 \text{ °C}$  begrenzt. Die Kaltwassertemperatur unterliegt einem sinusförmigen Verlauf mit minimal  $8 \text{ °C}$  im Februar und maximal  $12 \text{ °C}$  im August. Eine Nachheizung, typischerweise ein in den Speicher integrierter Elektroheizstab, wird nicht abgebildet, da diese im Widerspruch zu hohen Solarerträgen der Anlage steht. Die zur 100prozentigen Deckung des Warmwasserbedarfs fehlende Energie wird im Modell durch einen nachgeschalteten Durchlauferhitzer aufgebracht.

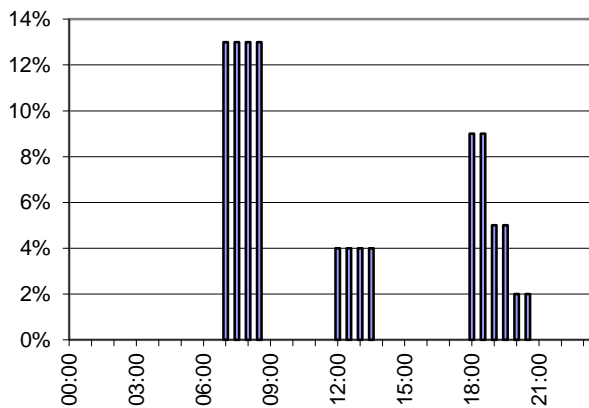


Abbildung 3.9: Zeitlicher Verlauf des Warmwasserverbrauchs an Werktagen

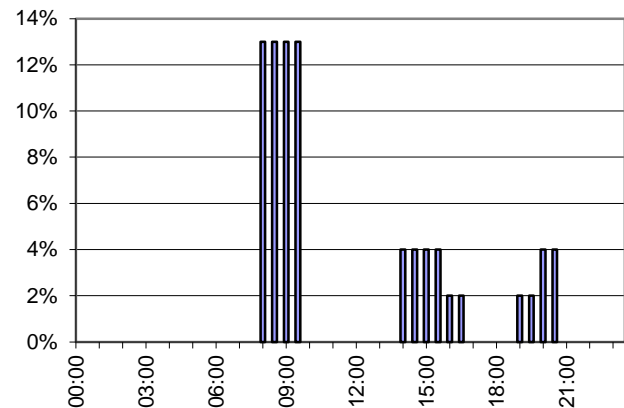


Abbildung 3.10: Zeitlicher Verlauf des Warmwasserverbrauchs am Wochenende

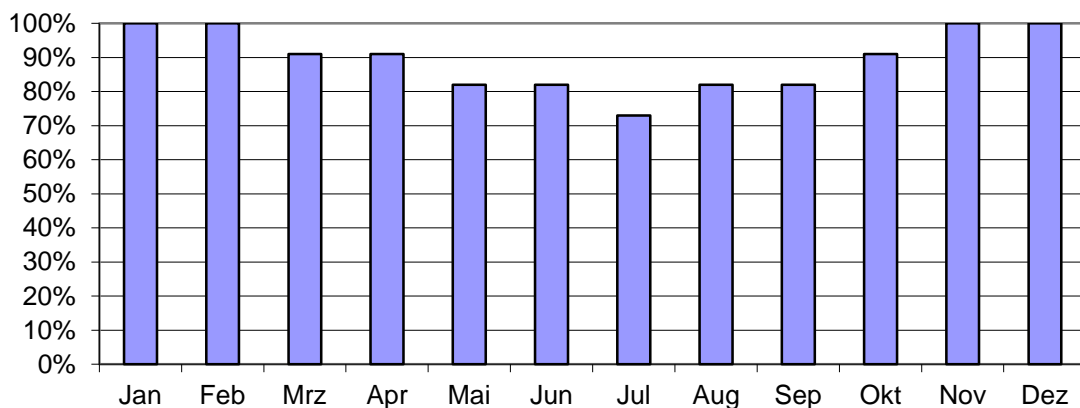


Abbildung 3.11: Jahreszeitlicher Warmwasserverbrauch

### 3.4 Entwicklung eines Doppelmantelspeichermodells

Ein weiterer Schritt hin zu einer realistischen Systemsimulation ist die Entwicklung des bis dato in der Systembibliothek noch nicht vorhandenen Doppelmantelspeichermodells. Die Entwicklung basiert dabei grundsätzlich auf dem in CARNOT bereits vorhandenen einfachen Warmwasserspeichermodell, das keine zusätzlichen Wärmetauscherbauten oder Schichtungssysteme enthält und einem an der *Universität von Málaga*, Spanien, entwickelten und in TRNSYS implementierten Doppelmantelspeichermodells (Andrés und López 2002).

Um Schichtungseffekte innerhalb des Warmwasserspeichers betrachten und berechnen zu können, ist es dabei notwendig, den Speicher in  $n$  vertikale Schichten mit entweder gleicher Höhe oder gleichem Volumen zu unterteilen. Abbildung 3.12a zeigt ein (Warmwasser-)Flächensegment der Höhe  $dh$  und der Fläche  $A_{SN}$ . Entlang der gestrichelten Linien wird der von ihm beeinflusste Speicherbereich dargestellt, der in der Energiebilanz berücksichtigt werden muss.

Bei dem verwendeten Berechnungsverfahren handelt es sich um ein eindimensionales Verfahren. Insofern wird der Speicher entlang seiner Längsseite nicht mehr in zusätzliche Schichten der Länge  $l$  unterteilt, sondern stets über die volle Länge  $l_{store}$  berechnet (Abbildung 3.12b).

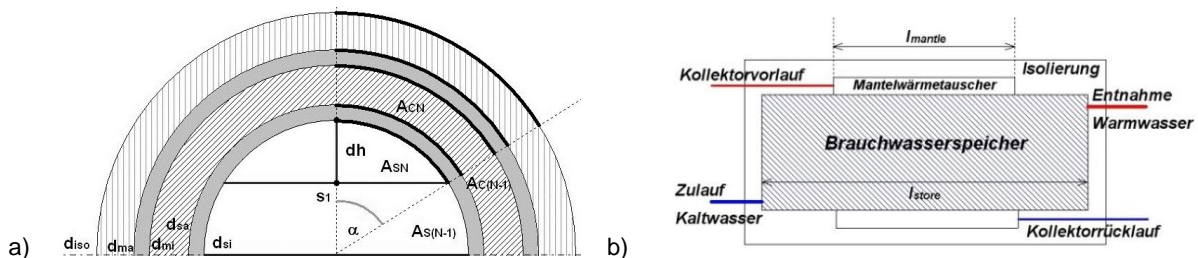


Abbildung 3.12: Schnitt durch den Doppelmantelwärmespeicher

Das thermische Verhalten des Speichers wird über die mathematisch-physikalischen Korrelationen innerhalb eines jeden Knotens (Schicht) beschrieben. Für jedes Element innerhalb des Warmwasserteils und des Wärmetauschers wird die Energiebilanz aufgestellt. Dabei muss die Änderung der inneren Energie des betrachteten Knotens gleich der ein- und austretenden Wärmeströme sein (2.2-1, 2.2-2).

$$\frac{dU_{inner}}{dt} = c \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{q}_{in} - \dot{q}_{out} \quad (2.2-1)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{q}_{in} - \dot{q}_{out}}{c \cdot \rho \cdot V} \quad (2.2-2)$$

mit

$U_{inner}$	innere Energie	[W]
$t$	Zeit	[s]
$c$	Wärmekapazität	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$V$	Volumen des Knotens	[m <sup>3</sup> ]
$T$	Knotentemperatur	[°C]
$\dot{q}_{in}, \dot{q}_{out}$	Wärmeströme (Eintritt / Austritt)	[W]
$\rho$	Dichte des Fluids	[kg m <sup>-3</sup> ]

Die Hauptunterschiede zwischen dem bestehenden TRNSYS-Modell und der im Rahmen des Vorhabens erfolgten Neuentwicklung unter CARNOT finden sich in der Parametrierung des Wärmespeichers. Das neue Speichermodell kann sowohl als Werkzeug zur Systemcharakterisierung als auch zur Speicherentwicklung eingesetzt werden. 19 Parameter in der Eingabemaske ermöglichen die Speichergeometrie, die eingesetzten Materialien und Fluide mit ihren thermischen Eigenschaften möglichst umfangreich (Abbildung 3.13) belegen zu können.

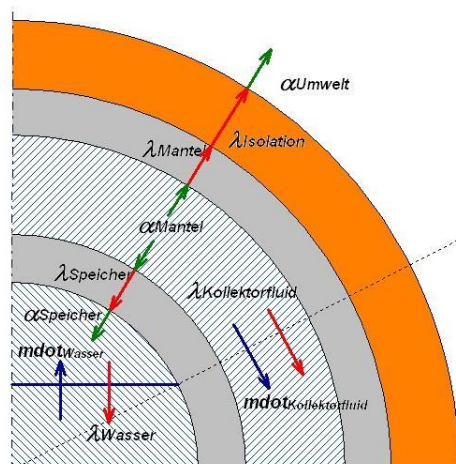


Abbildung 3.13: Wärmeströme im Speichermodell

Beim TRNSYS-Modell der *Universität von Málaga* hingegen, werden die Eigenschaften der einzelnen Schichten, d.h. innerer Stahlmantel, Wärmeträgerflüssigkeit, äußerer Stahlmantel, Isolierung und konvektive Verluste in die Umgebung, zu einem einzigen Wärmeübergangskoeffizienten zusammengefasst. Als Basis für diesen Koeffizienten dienen entweder Annahmen oder Messergebnisse bestehender Anlagen. Der Vorteil dieser vereinfachten Betrachtungsweise liegt darin, dass bei Änderung der Umge-

bedingungen oder der thermischen Eigenschaften des Speichers stets nur ein Parameter verändert werden muss.

Neben den thermischen Eigenschaften spielt gerade bei Thermosiphon-Anlagen der Druckverlust der einzelnen Bauteile eine entscheidende Rolle auf den Systemwirkungsgrad, da der thermosiphonische Kreislauf durch sehr kleine Druckunterschiede zwischen Vor- und Rücklauf im Bereich 10...300 Pa, dies entspricht 1...30 mm Wassersäule (Morrison und Ranatunga 1980), aufrecht erhalten wird.

Das Modell berücksichtigt hier den statischen Höhendruck zwischen Ein- und Austritt aus dem Wärmetauscher, Verluste der Anschlüsse über Verlustbeiwerte und dynamische Druckverluste zwischen Verrohrung und Speicher.

### 3.5 Validierung des Doppelmantelspeichermodells

Nach Fertigstellung des Speichermodells werden die damit gewonnenen Simulationsergebnisse in drei Schritten überprüft:

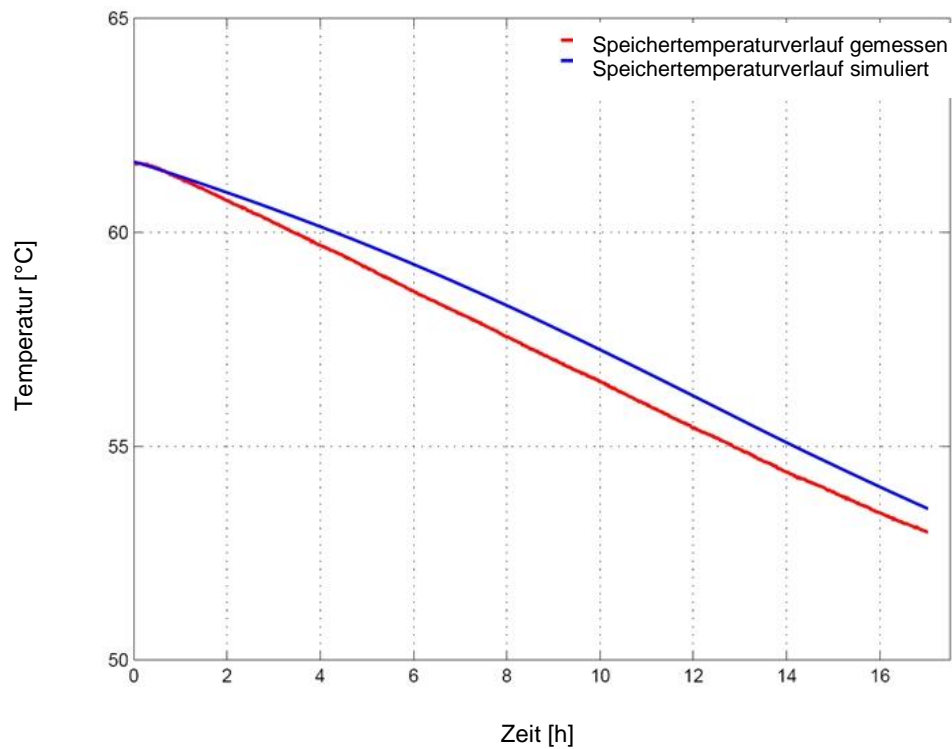
- Vergleich des Speicher-Verhaltens mit dem bereits vorhandenen und validierten einfachen Speichermodell,
- Einlesen von Messdaten aus Systemtests und Vergleich der Simulationsergebnisse mit den realen Wärmeverlust- und den Warmwasserentnahmekurven (Abbildung 3.14),
- Vergleich der berechneten Druckverluste mit Labormessungen.

Alle Validierungsschritte zeigen eine Abweichung von maximal 5 % zwischen den beiden Modellen bzw. den errechneten und gemessenen Werten.

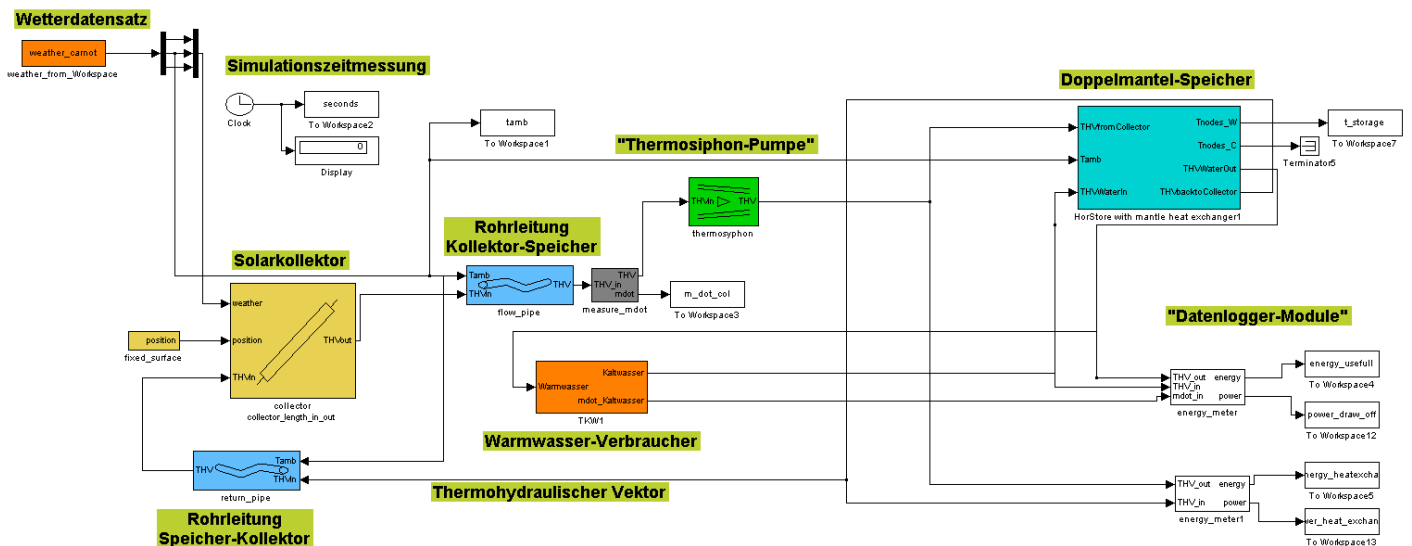
### 3.6 Thermosiphon-Gesamtsystem

Aus den in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen, einzelnen Komponenten lässt sich durch Verbinden der Ein- und Ausgänge der Bauteile mit dem sogenannten thermohydraulischen Vektor, der alle relevanten Fluideigenschaften, wie Druckterme, Fluidzusammensetzung, Temperatur und Massenstrom enthält, ein vollständiges Thermosiphon-System aufbauen (Abbildung 3.15).

Die Rechenzeit für eine Jahressimulation beträgt abhängig vom verwendeten Rechner 4...6 Stunden. Die für die Anlagenentwicklung relevanten Daten werden über Funktionsblöcke in Schritten von 5 min (Simulationszeit) über „Datenlogger-Module“ in „Messdateien“ geschrieben, die dann mit beliebigen Programmen ausgewertet werden können.



**Abbildung 3.14:** Gemessene und simulierte Speicherverlustsequenz über 17 Stunden



**Abbildung 3.15:** Thermosiphon-Anlagen Simulationsmodell

Das in Abbildung 3.15 dargestellte Thermosiphon-Systemmodell wird anhand von Messdaten verschiedener Anlagen validiert und zeigt bei allen relevanten Messgrößen sehr große Übereinstimmung mit der Realität. Abbildung 3.16 zeigt beispielsweise die



gute Übereinstimmung der sich einstellenden Massenströme in der Simulation im Vergleich zur Messung beim *Solahart*-Referenzsystem.

Nach Validierung der Simulation anhand einzelner Messtage auf dem Prüfstand wurde die für das Thermosiphon-System nach Norm ISO 9495-2 (ISO 1995) ermittelte Jahresprognose zur Leistungsfähigkeit der Anlage mit einer Einjahressimulation des Thermosiphon-Modells verglichen. Die Abweichung zwischen Simulation und Normprüfung beträgt dabei 2...5 %. Ein möglicher Grund für diesen Unterschied sind die zu Grunde liegenden Simulationsschrittweiten. Bei der Normprüfung werden Tagesdurchschnittswerte zur Berechnung herangezogen, wohingegen in der CARNOT Simulation Stundenwerte eingelesen werden. Durch die Stundenwerte werden unterschiedliche Tageslängen und auch Wetterwechsel berücksichtigt, die sich unmittelbar auf das Rechenergebnis auswirken.

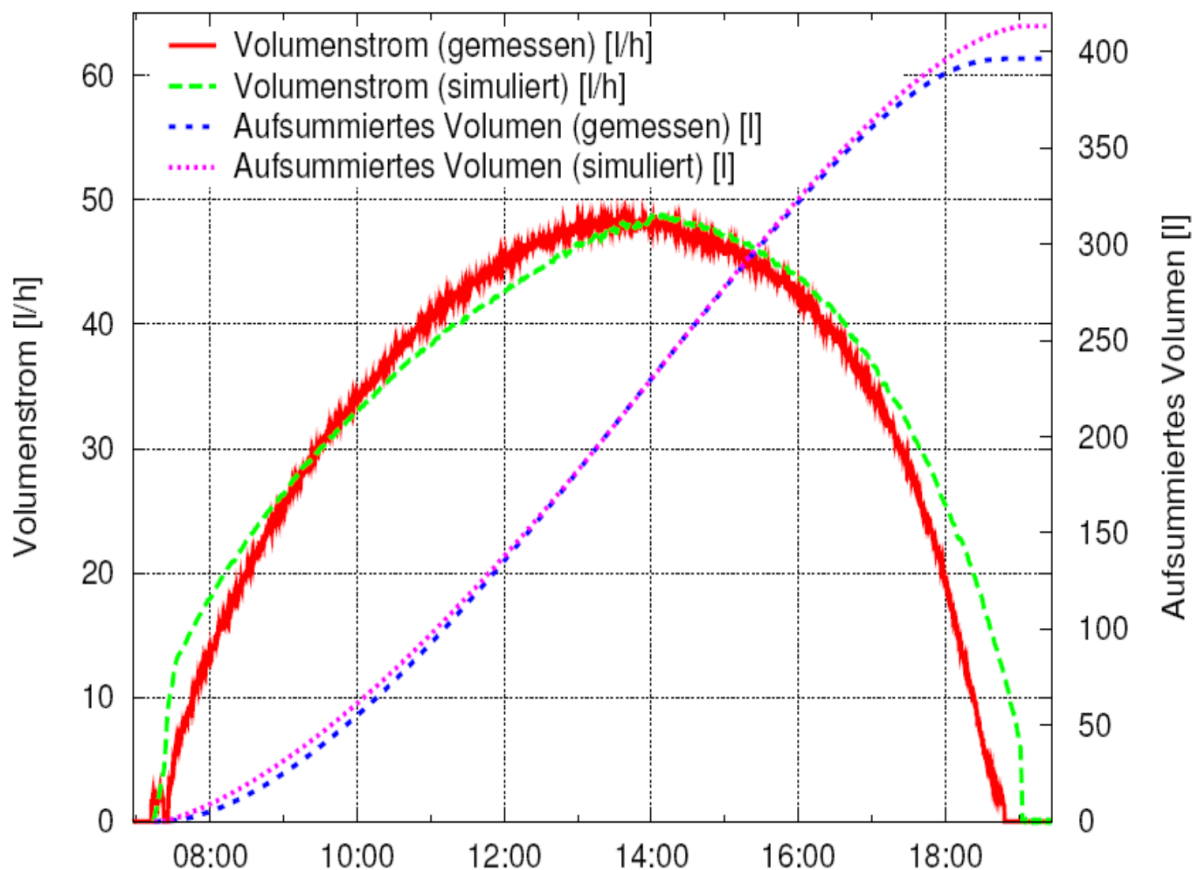


Abbildung 3.16: Massenströme in einem untersuchten Thermosiphon-System (gemessen und simuliert)

### 3.7 Einschränkungen des Simulationsmodells

Das Umdrehen des thermosiphonischen Kreislaufes, das so genannte „reverse thermosiphoning“, kann aufgrund der vorherrschenden festen Vektorrichtung nicht abgebildet



werden. Diese Problematik ist innerhalb des CARNOT-Nutzerkreises bekannt, Lösungsansätze konnten allerdings noch nicht entwickelt werden.

Die Einspeisung des warmen Kollektorfluids in den Speicher kann aufgrund der geometrischen Zusammenhänge und des verwendeten eindimensionalen Rechenverfahrens nur in der obersten Schicht realisiert werden.

### **3.8 Wetterdaten**

Für die Variation der Standorte wird die meteorologische Datenbank Meteonorm 6.0 (Remund, Kunz, Schilter 2006) eingesetzt. Die Datenbasis für diese Software bildet ein weltweites Wetterstationsnetz. Zusätzlich sind verschiedenste Rechenmodelle hinterlegt, mit denen Wetterdaten an beliebigen Standorten generiert werden können. Dennoch muss bei der Wetterdatenerzeugung auf die Abstände des gewünschten Standorts von realen Wetterstationen geachtet werden, um Fehler durch das angewandte Extrapolationsverfahren abschätzen zu können.

Die für die Thermosiphon-Solaranlagen-Simulationen benötigten Daten werden in Meteonorm im TRY-Format (Test-Reference-Year) des Deutschen Wetterdienstes (DWD) generiert und gespeichert.

Um die Daten in ein CARNOT-konformes Format zu transferieren, werden diese Daten mittels eines im Rahmen des Projekts weiterentwickelten Matlab-Skriptes umgewandelt.

Neben der Nutzung von Wetterdaten aus der Meteonorm 6.0-Datenbank ist es möglich, Wetterdaten realer Wetterstationen oder Prüfstände, wie die der *Hochschule Ingolstadt*, einzulesen und für die Simulation zu verwenden. Die hochschuleigenen Wetterdaten von Prüfstand und Wetterstation sind gerade zur Validierung des Simulationsmodells äußerst wichtig.

## 4 Sensibilitätsanalyse

Nach Aufbau und Validierung des Thermosiphon-Anlagenmodells anhand Messdaten realer Anlagen wird eine Sensibilitätsanalyse durchgeführt. Ziel der Sensibilitätsanalyse ist es, optimale konstruktive Parameter für den Prototyp abzuleiten.

Referenzsystem ist hierbei die *Solahart*-Thermosiphon-Anlage bestehend aus einem Flachkollektor mit 1,87 m<sup>2</sup> Aperturfläche und einem 180 l-Doppelmantelspeicher, die in der Simulationsumgebung abgebildet und validiert wurde. Eine Nachheizung, typischerweise ein in den Speicher integrierter Elektroheizstab, zur vollständigen Deckung des täglichen Warmwasserbedarfs wird nicht abgebildet. Die zur 100prozentigen Deckung des Warmwasserbedarfs fehlende Energie wird im Modell durch einen fiktiven nachgeschalteten Durchlauferhitzer aufgebracht. Brauchwarmwassertemperaturen über 45 °C werden durch Beimischen von Kaltwasser über einen thermostatischen Brauchwassermischer verhindert (Abbildung 4.1).

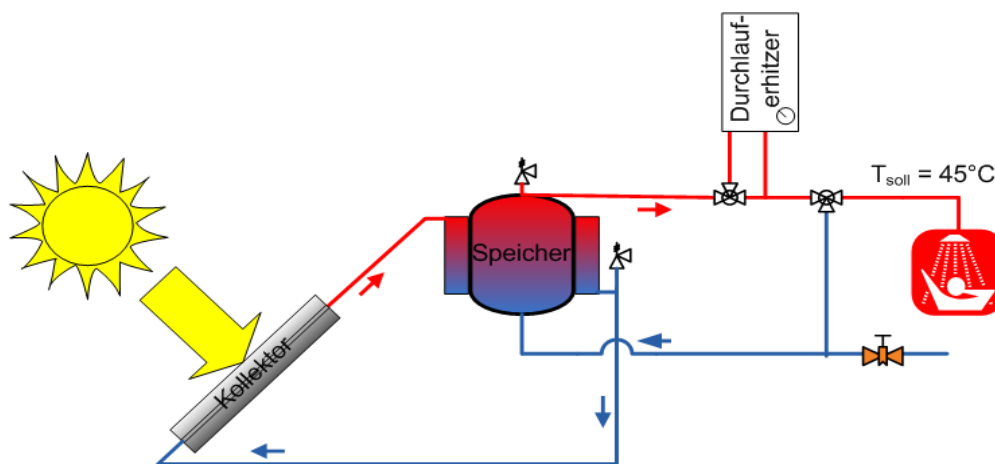


Abbildung 4.1: Systemkonfiguration der Sensitivitätsanalyse

Vor dem Hintergrund der Anlagen- und Nutzerdimensionierung lässt sich somit als Zielgröße der Sensibilitätsanalyse die „maximale Leistungsfähigkeit des Thermosiphon-Systems, definiert als solarer Deckungsgrad der Warmwasserbereitung“, festhalten.

Anhand dieser Zielformulierung lässt sich die Zielfunktion für das Thermosiphon-System beschreiben:

$$\eta_{\text{System}} = f(\text{Kollektor}_{\text{fiktiv}}, \text{Speicher}_{\text{fiktiv}}, \text{Systemkonfiguration}_{\text{fiktiv}})$$

Um ein Optimum des in der Zielfunktion beschriebenen Wirkungsgrades zu finden, werden ausgehend vom Referenzsystem feste Bandbreiten definiert, in denen die relevanten, konstruktiven Parameter der 3 Baugruppen einzeln variiert werden.

Sind die jeweiligen Optima berechnet, lässt sich eine optimale, fiktive Thermosiphon-Solaranlage konfigurieren, deren Leistungsfähigkeit dann wiederum mit dem Referenzsystem verglichen wird.

#### 4.1 Parameter der Zielfunktion

Im Rahmen der Kollektoroptimierung werden die maßgeblich vom Absorber beeinflussten Parameter, wie Druckverlust, Kollektorwirkungsgrad und Wärmekapazität, die optischen Eigenschaften (Transmissions-Absorptionsprodukt, Winkelkorrekturfaktor), die Wärmeverluste sowie die geometrischen Abmaße (Aperturfläche und Längen-/Breitenverhältnis) berücksichtigt. Die variierten Parameter sind im Detail, d.h. mit Schrittweiten, Minimal- und Maximalwerten sowie ihrer Herkunft, in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Tabelle 4.1: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Kollektor

Nr.	Parameter	Min. / Max. Wert	Schrittweite	Modell-Parameter		Konstruktionsparameter	Quelle
1	Druckverlust	969...31.682	5.000	$x_1$	$[\text{Pa s kg}^{-1}]$	Konstruktion der Absorberstruktur	Marktübersicht Solarkollektoren (Ellinghaus 2007)
		15.068...75.000 (Harfenregister)	15.000	$x_2$	$[\text{Pa s}^2 \text{kg}^{-2}]$		
		5.000.000...20.000.000 (Mäanderabsorber)	5.000.000				
2	Kollektorfläche / Speichervolumen	2,58...30,95	2,58	$\frac{A_{col}}{V_{store}}$	$[\text{m}^{-1}]$	Aperturfläche bei konstantem Speichervolumen $V_{store} = 0,180 \text{ m}^3$	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)
3	Längen-Breiten-Verhältnis	1,00...2,50	0,25	$l_{col}$	$[\text{m}]$	Kollektorlänge / Kollektorbreite bei konstanter Aperturfläche $A_{col} = 1,86 \text{ m}^2$	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)
		0,74...1,86	abhängig von $l_{col}$	$w_{col}$	$[\text{m}]$		
4	Kollektor Wirkungsgrad 1	0,612...0,909	0,05	$\eta_0$	$[-]$	Eigenschaften von transparenter Abdeckung ( $\tau$ ) und Beschichtung ( $\alpha$ )	Transparente Abdeckungen (Frei 1998), Solarglaszertifikat (Flückinger 2007), Absorberbeschichtungen (Treikauskas 2005, COLOR 2009)
5	Kollektor Wirkungsgrad 2	2,4...6,2	0,5	$a_1$	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$	Kollektorkonstruktion (Art und Stärke der Isolierung, Kollektorhöhe)	Marktübersicht Solarkollektoren (Ellinghaus 2007)
		0,004...0,1	0,014	$a_2$	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-2}]$		
6	Kollektor Wirkungsgrad 3	0,5...0,97	0,05	$k_{50}$	$[-]$	Winkelkorrekturfaktor (winkelabhängige Eigenschaften von transparenter Abdeckung und Absorber)	Marktübersicht Solarkollektoren (Ellinghaus 2007); für Werte 0,5...0,8 Materialentwicklung notwendig
7	Wärmekapazität	2.000...26.000 (0,48...6,22 l m <sup>-1</sup> Wasseräquivalent)	4.000	$c_{col}$	$[\text{J m}^{-2} \text{K}^{-1}]$	Flüssigkeitsmenge und thermische Masse des Kollektors	Marktübersicht Solarkollektoren (Ellinghaus 2007), Min-Max-Werte im Projektverlauf generiert

Abbildung 4.2 zeigt exemplarisch den Zusammenhang zwischen Steigrohrdurchmesser (Füllvolumen, Kapazität) und dem sich ergebenden Druckverlust, um bei fester Absorber-Finnenbreite einen Kollektorwirkungsgradfaktor von rund 80 % zu erreichen. Selbst bei einem Massenstrom von  $0 \text{ kg s}^{-1}$  zeigt sich ein Absorber-Wärmeübergangskoeffizient größer  $0 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , da dieser abhängig von Nußelt-Zahl<sup>1</sup>, Wärmeleitfähigkeit des Fluids und charakteristischer Länge (hier Riser-Durchmesser) ist. Durch Erhöhung des Massentroms steigt die Nußelt-Zahl und somit auch der Absorber-Wärmeübergangskoeffizient an. Anhand dieser Untersuchung kann geschlossen werden, dass Steigrohre (Riser) mit 4 mm Durchmesser zwar einen nennenswerten Kostenvorteil durch Materialeinsparung bieten, sich aber negativ auf den thermosiphonischen Durchfluss durch den hervorgerufenen Druckverlust auswirken. Hier gilt es im Projektverlauf ein Optimum zwischen Systemarbeitsfähigkeit und Materialkosten zu finden.

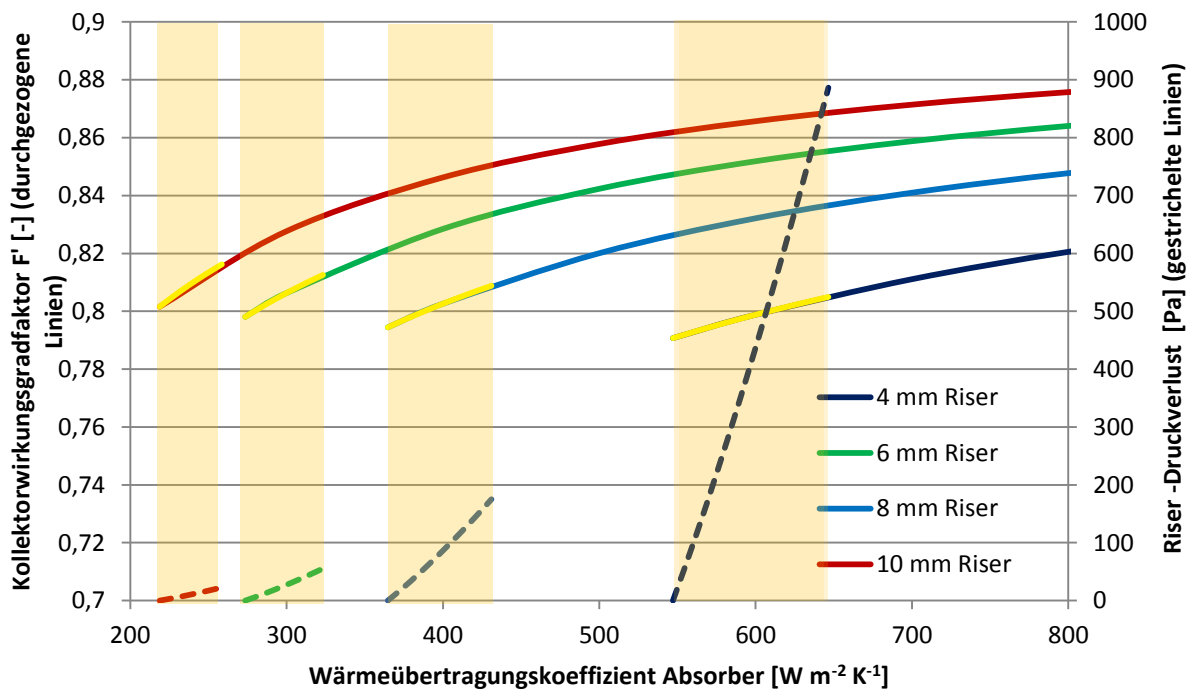


Abbildung 4.2: Zusammenhang zwischen Druckverlust und Kollektorwirkungsgradfaktor

Beim Wärmespeicher zeichnen sich 4 maßgeblich den Systemwirkungsgrad beeinflussende Konstruktionsparameter ab: Füllvolumen des Speichers (relativ zur Kollektorfläche und absolut), Eigenschaften des Wärmetauschers (Art, Lage und Oberfläche), verwendetes Material sowie die Eigenschaften der Wärmedämmung (Tabelle 4.2).

<sup>1</sup> Bei freiem konvektivem Wärmeübergang ist die Nußelt-Zahl in der Literatur mit 3,65 angegeben (Bohl und Elmendorf, 2005).

Tabelle 4.2: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Warmwasserspeicher

Nr.	Parameter	Min. / Max. Wert	Schrittweite	Modell-Parameter		Konstruktionsparameter	Quelle
1	Speicherinhalt / Kollektorgroße	5,26...23,69	$\frac{1,895m^2}{V_{store} + 0,04m^3}$	$\frac{A_{col}}{V_{store}}$	$[m^{-1}]$	Speicherinhalt (bei konstantem Durchmesser) und gleichbleibender Kollektorgroße des Referenzsystems	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)
2	Inhalt des Warmwasserspeichers	0,30...0,55	0,05	$d_{store}$	[-]	Speicherlängen-/durchmesser Verhältnis bei fixem Speicherinhalt von $V_{store} = 180 l$	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006), Min-Max-Werte in Projektverlauf generiert
3	Wärmetauscherkapazität	0,004...0,014 (z.B. Wasser: 23,6...84,5 kJ K <sup>-1</sup> )	0,002	$h_{gap}$	[m]	Wärmetauscherkapazität beeinflusst durch die Doppelmantel-Spalthöhe	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)
4	Wärmetauscherfläche	0,4...1,2	0,2	$A_{exch}$	[m <sup>2</sup> ]	Oberfläche des Wärmetauschers	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)
5	Speicher material	15...385	15, 48, 385	$\lambda_{store}$	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Materialauswahl für die Speicherkonstruktion (rostfreier Stahl, Emaillierter Stahl, Kupfer)	Gieck (1995) – Technische Formelsammlung
6	Dämmung	0,01...0,10	0,02	$h_{ins}$	[m]	Dämmschichtstärke bei konstanter Wärmeleitfähigkeit von 0.045 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	Marktanalyse im Projektvorfeld (Brandmayr 2006)

Neben den beiden Hauptbaugruppen der Thermosiphon-Anlage, dem Kollektor und dem Wärmespeicher, wird auch die Systemkonfiguration, die neben energetischem Optimierungspotenzial auch sehr großen Einfluss auf das ästhetische Erscheinungsbild der Anlage hat, untersucht. Hier sind die Dimensionierung und Führung der Verrohrung zwischen Speicher und Kollektor, das Höhenverhältnis von Speicher zu Kollektor sowie die Ausrichtung der Thermosiphon-Anlage (Neigungs- und Azimuthwinkel) äußerst wichtig (Tabelle 4.3)

Tabelle 4.3: Betrachtete konstruktive Parameter in der Sensibilitätsanalyse Gesamtsystem

Nr.	Parameter	Min. / Max. Wert	Schrittweite	Modell-Parameter		Konstruktionsparameter	Quelle
1	Durchmesser der Verrohrung	0,006...0,025	0,002	$d_{pipe}$	[m]	Röhrinnendurchmesser (Standarddurchmesser)	Marktübliche Rohrdimensionen
2	Verrohrung: Dämmschichtstärke	0...0,035	0,005	$h_{insu}$	[m]	Rohrdämmung bei konstanter Wärmeleitfähigkeit von $0,045 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	Marktübliche Dämmstärken
3	Höhenverhältnis Kollektor zu Speicher	-0,40...1,00	0,2	$h_{add}$	[m]	Ästhetisches Erscheinungsbild der Anlage	Literaturwerte – Vaxman und Sokolov (1986); Scheller (1985)
4	Kollektor-neigungswinkel	10...80	10	$\gamma_{tilt}$	[°]	Optimale Leistungsfähigkeit der Thermosiphon-Anlage abhängig vom Einsatzgebiet (höhenverstellbare Aufständering)	Typischer Neigungswinkelbereich von zwangsumgewälzten Solaranlagen
5	Kollektor-azimuth	-60...+60	15	$\alpha$	[°]	Einfluss der Systemausrichtung auf den Warmwasserertrag	Typischer Einsatzbereich von thermischen Solaranlagen

## 4.2 Standortwahl

Als Anlagenstandorte für die Sensibilitätsanalyse werden die 3 klimatisch unterschiedlichen europäischen Städte Ingolstadt, Rom und Málaga gewählt.

### 4.2.1 Standort Ingolstadt

Ingolstadt wird als nördlichster Standort mit typischem mitteleuropäischem Klima in die Sensibilitätsuntersuchungen einbezogen. Ingolstadt ist zudem der Prüfstandstandort und daher von großer Bedeutung für die Prototypvermessung und die Validierung des Systemmodells.

Als Wärmeträgerfluid wird hier eine Wasser/Propylenglykol 60/40-Mischung eingesetzt. Dieses Mischungsverhältnis ist für starken Frost mit Temperaturen von bis zu  $-15 \text{ °C}$  in den Wintermonaten erforderlich.

### 4.2.2 Standort Rom

Rom wird als Standort mit moderatem südeuropäischem Klima betrachtet. In den Wintermonaten herrscht dort eine sehr geringe Frostgefahr. Daher kann eine Wasser/Propylenglykol-Mischung im Mischungsverhältnis 90/10 verwendet werden.

### 4.2.3 Standort Málaga

Málaga ist ein Standort typisch südeuropäischen Klimas mit hoher Sonneneinstrahlung und Umgebungstemperaturen ohne reale Frostgefahr. Daher ist an diesem Standort kein Frostschutzmittel zum Betrieb einer Thermosiphon-Solaranlage notwendig. Um

den Kollektorkreislauf zu schützen, wird die Anlage im Kollektorkreis mit einem Korrosionsschutzinhibitor gefüllt, der die thermischen und hydraulischen Eigenschaften des Wassers jedoch nicht beeinflusst (Clariant 2009).

### 4.3 Ergebnisse der Sensibilitätsanalyse

Nach Durchführung der Systemsimulationen in beschriebener Bandbreite zeigt sich für die untersuchten Bauteile der Thermosiphon-Systeme der in Tabelle 4.4 gewichtete Einfluss auf die Anlagenleistungsfähigkeit. Die Tendenzen aus den Simulationen sind dabei weitgehend standortunabhängig. Anhand dieser Übersicht lassen sich die wichtigsten Handlungsfelder bei der Thermosiphon-Solaranlagenkonstruktion erkennen und konstruktiv berücksichtigen.

Tabelle 4.4: Einfluss der betrachteten Parameter auf das Systemergebnis

Parameter	Bauteil	Einfluss auf die Anlagenleistungsfähigkeit
Aperturfläche	Kollektor	hoch, je > 10 %
Rohrisolierung	Gesamtsystem	
Optischer Wirkungsgrad	Kollektor	
Kollektorneigungswinkel	Gesamtsystem	
Speicherdämmung	Warmwasserspeicher	
Winkelkorrekturfaktor	Kollektor	
Verrohrungsdurchmesser	Gesamtsystem	mittel, je 5...10 %
Höhenverhältnis Kollektor-Speicher	Gesamtsystem	
linearer Kollektorverlustfaktor	Kollektor	
quadratischer Druckverlustanteil	Kollektor	
Kollektorlänge	Kollektor	gering, je 0...5 %
Brauchwasserinhalt	Warmwasserspeicher	
Durchmesser des Speichers (180 l Brauchwasservolumen)	Warmwasserspeicher	
Wärmetauscherfläche	Warmwasserspeicher	
linearer Druckverlustanteil	Kollektor	
Wärmekapazität Kollektor	Kollektor	
Wärmeträgerinhalt des Speichers	Warmwasserspeicher	

Die Einzelergebnisse sind an den relevanten Stellen der Prototypentwicklung beschrieben. Werden alle technisch sinnvollen und umsetzbaren Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse in ein fiktives optimiertes Thermosiphon-System übertragen, so erhöht sich der jährliche Warmwasserdeckungsbeitrag von 70 % auf 80 % am Standort Málaga.



## 5 Systemkonzepte

Die Entscheidungsfindung auf Systemebene beeinflusst das technische und auch ästhetische Erscheinungsbild der Thermosiphon-Anlage in besonderem Maße. Beispielsweise werden durch die Lage von Kollektor zu Speicher die Möglichkeiten zur Verhinderung von „reverse thermosyphoning“, die Gesamthöhe des Systems und die Möglichkeiten zur Lage der Anschlüsse vorbestimmt. Basis der Systemkonzepte ist die Sensibilitätsanalyse.

### 5.1 Ansätze zur Verhinderung von „Reverse Thermosyphoning“

Ein wesentliches Ziel der Entwicklung ist es, dem Nutzer maximalen Warmwasserkomfort bieten zu können. Dazu müssen Probleme wie ein Umdrehen des Systemkreislaufs bei durchgeheiztem Speicher und wenig oder gar keiner Solarstrahlung auf Systemebene gelöst werden. Eine Recherche zu Entwicklungen in diesem Bereich zeigt 3 mehr oder minder praktikable Lösungsansätze.



Abbildung 5.1: Rückschlagventil  
(Gmür 2002)

Gmür (2002) entwickelte ein Rückschlagventil mit einer Silikon-Membran, um das Umdrehen des Kreislaufs mechanisch zu unterbinden. Dieser Lösungsansatz bedeutet jedoch zusätzliche Druckverluste, die negativen Einfluss auf die Systemarbeitsfähigkeit haben. Zudem ist eine Langzeitstabilität der Membran hinsichtlich ihrer Beweglichkeit und Durchgängigkeit nicht erprobt.

Gmür (2002) entwickelte ein Rückschlagventil mit einer Silikon-Membran, um das Umdrehen des Kreislaufs mechanisch zu unterbinden. Dieser Lösungsansatz bedeutet jedoch zusätzliche Druckverluste, die negativen Einfluss auf die Systemarbeitsfähigkeit haben. Zudem ist eine Langzeitstabilität der Membran hinsichtlich ihrer Beweglichkeit und Durchgängigkeit nicht erprobt.

lich ihrer Beweglichkeit und Durchgängigkeit nicht erprobt.

Scheller (1985) nutzt die physikalischen Eigenschaften des Wärmeträgers aus, um auf einfache Weise das „reverse thermosyphoning“ zu unterbinden. Er schlägt vor, sowohl Wärmetauschervorlauf als auch -rücklauf von unten in den Speicher zu führen und auch Kollektorstromlauf und -rücklauf in das Kollektorgehäuse zu integrieren (Abbildung 5.2). Nachts kühlen dann jeweils die Vor- und Rückläufe gleichmäßig ab und es gibt somit kein hydraulisches Ungleichgewicht, das einen thermosiphonischen Fluss verursacht.



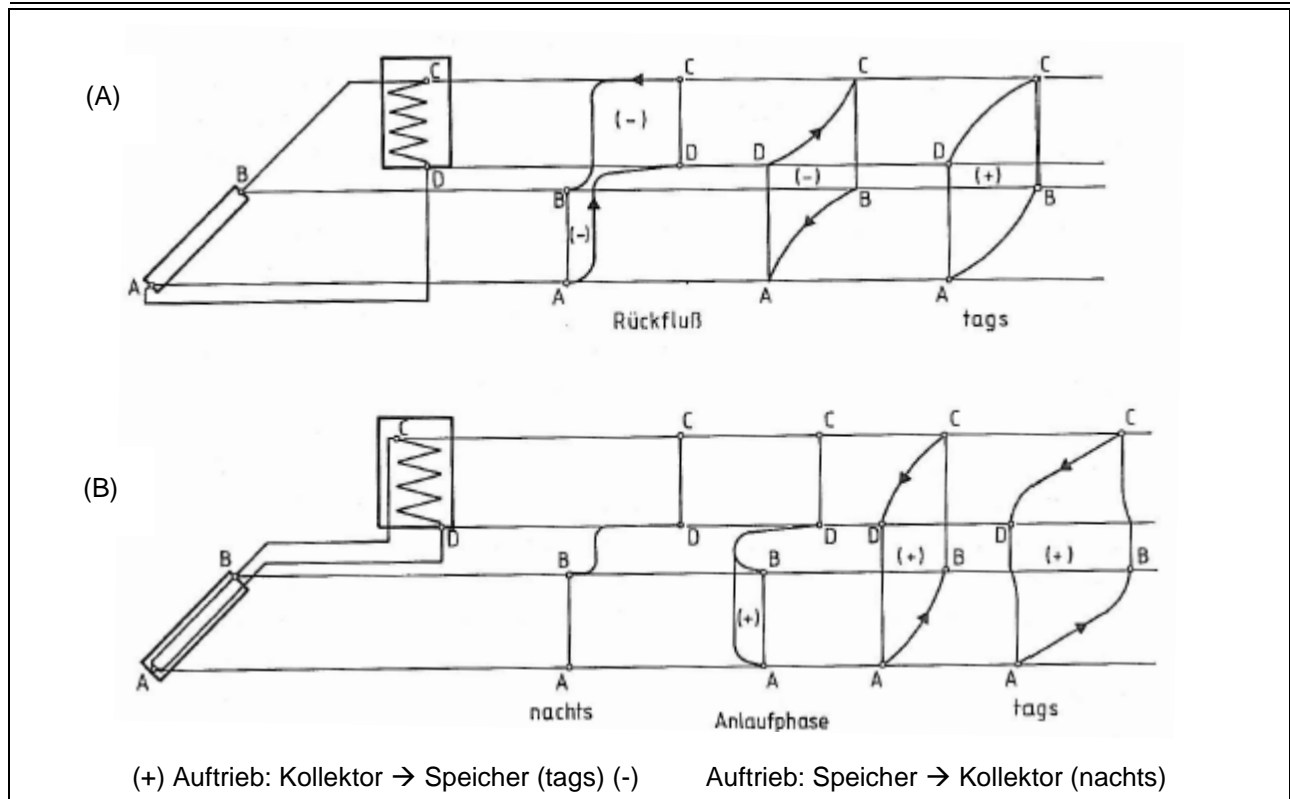


Abbildung 5.2: Physikalischer Ansatz zur Unterbindung des umgekehrten thermosiphonischen Flusses (Scheller 1985)

Vaxman und Sokolov (1986) diskutieren in ihrer Arbeit den Einfluss der verbindenden Rohrleitungen auf die Systemleistungsfähigkeit. Sie führten ihre Entwicklungen mit dem in [Abbildung 5.3](#) dargestellten Systemaufbau durch. Um das Umdrehen des Kreislaufs nachts zu reduzieren, muss die Rohrleitung von Punkt B nach C sehr gut isoliert werden. Die Isolierung der unteren Rohrleitung von D nach A ist dabei nicht so wichtig. Demnach kann analog zu Scheller das Umdrehen des Kreises vollständig unterbunden werden, wenn sich entlang des Strömungspfad A-B-C die gleiche Schichtung einstellen lässt wie von A-D-C. Zudem empfehlen die Autoren einen Höhenunterschied zwischen Speicherunterkannte und Kollektoroberkannte von  $300 \text{ mm} < \Delta H < 800 \text{ mm}$ .

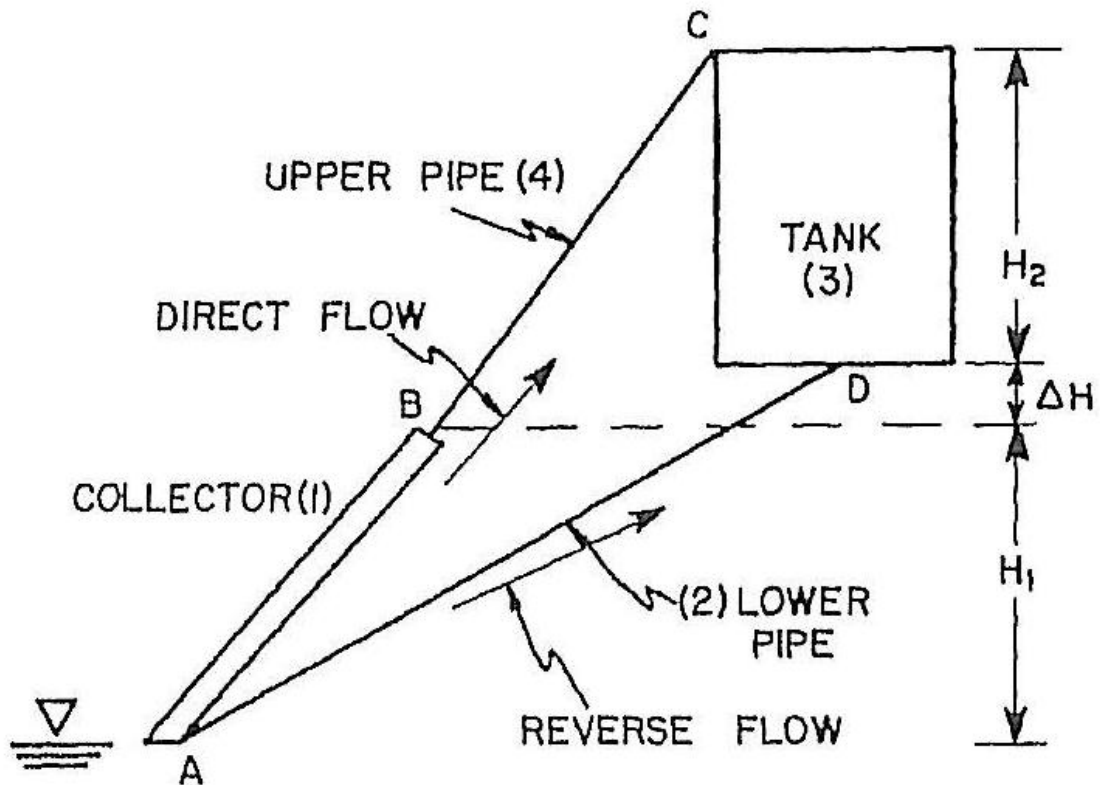


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung des von Vaxman und Sokolov (1986) untersuchten Systems

In der weiteren Anlagenentwicklung wird der Ansatz nach Scheller weiterentwickelt, da dieser einen auch optisch sehr kompakten Systemaufbau bei gleichzeitig hoher Funktionalität der Rückflussverhinderung zulässt.

## 5.2 Höhenverhältnis Kollektor-Speicher

Bei der Analyse der Lage von Kollektor zu Speicher zeigen sich über die betrachtete Bandbreite von 1.400 mm Höhendifferenz geringe energetische Vorteile optisch kompakt wirkender Anlagen, bei denen der Speicher hinter dem Kollektor angebracht wird. Bei diesen Anlagen findet der Wärmetransport bei stark reduzierten Massenströmen, aber hohen Wärmeträgertemperaturen statt. In Summe sind die über den Jahresverlauf übertragenen Energiemengen bei allen Systemen nahezu identisch (Abbildung 5.4). Der Vorteil für den Nutzer ist in der stärker ausgeprägten Temperaturschichtung der Systeme mit geringem Durchfluss zu sehen.

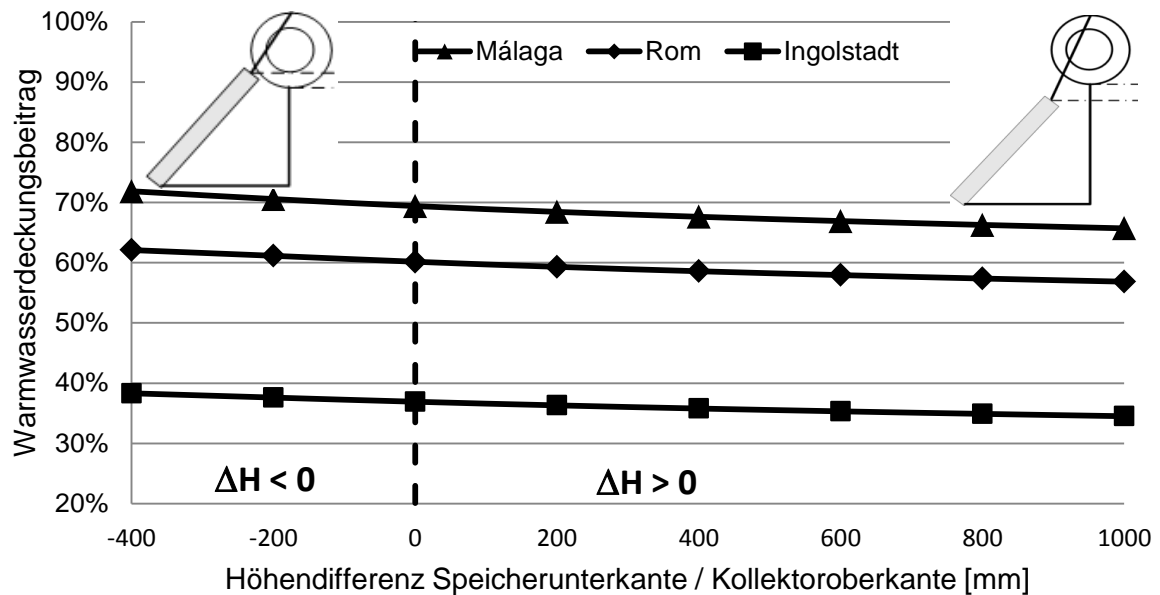


Abbildung 5.4: Einfluss des optischen Erscheinungsbildes der Thermosiphon-Anlage auf den zu erwartenden Warmwasserdeckungsbeitrag

Ein entscheidender Nachteil des hinter dem Kollektor liegenden Speichers ist jedoch der Bedarf eines mechanischen Ventils um „reverse thermosyphoning“ zu verhindern. Zudem sind Thermosiphon-Systeme mit einem hinter dem Kollektor angebrachten Speicher nur für Flachdachmontage und nicht für die Anbringung auf einem Satteldach geeignet.

Wird der Speicher oberhalb des Kollektoraustritts konzeptioniert, lässt sich durch Integration der Rücklaufleitung in den Kollektor und Führung des Wärmetauschervorlaufs als auch -rücklaufs von unten in den Speicher das „reverse thermosyphoning“ auf physikalische Weise nach Scheller (1985) verhindern.

### 5.3 Aufständerung

Bei den Aufständerungssystemen lassen sich grundsätzlich zwei Varianten unterscheiden, einerseits die Systeme zur Schrägdachmontage und andererseits die weitaus üblicheren Systeme zur Flachdachaufstellung.

#### 5.3.1 Typische Aufständerungssysteme

Im Rahmen Anlagenentwicklung wurden verschiedene Flachdachaufständerungssysteme untersucht. Ein Großteil der Systeme beinhaltet eine sehr hohe Anzahl an Einzelteilen, die sich negativ auf die Montagezeit und -qualität auswirken können. Zusätzlich kann sich die Montagezeit durch den notwendigen Einsatz verschiedenster Werkzeuge erhöhen (Abbildung 5.5).



Abbildung 5.5: Einzelteile zum Aufbau eines marktüblichen Thermosiphon-Anlagen-Aufständerungssystems (eigenes Bild)

Davon ausgehend wurde als Entwicklungsziel eine Aufständerung mit möglichst wenigen Bauteilen und wenigen/einfachen Werkzeugen definiert.

### 5.3.2 Materialauswahl

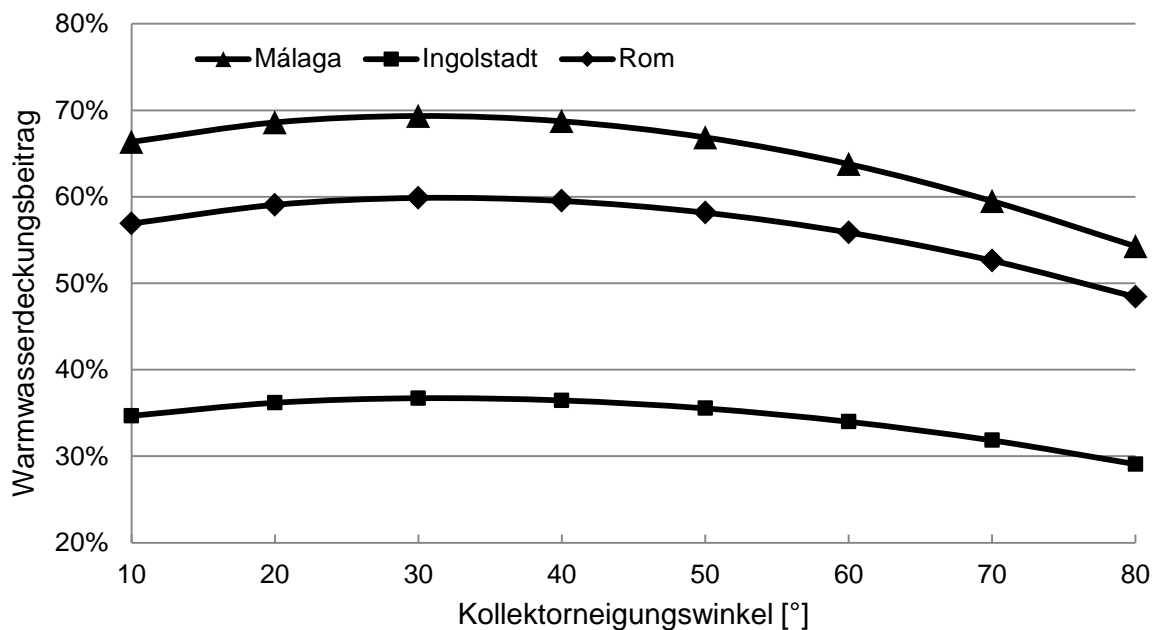
An das Material für die Aufständerung werden folgende Anforderungen gestellt:

- hohe Korrosionsbeständigkeit und damit Lebensdauer auch unter salzhaltiger Luft in Meeresnähe,
- ausreichende Festigkeit des Materials, da neben dem Anlagengewicht von rund 300 kg große Windlasten aufgenommen werden müssen,
- möglichst großer Einsatz von Norm- und Halbzeugen.

Anhand dieser Anforderungen werden Kunststoffe, Baustähle, nichtrostende Stähle und Aluminiumknetlegierungen als Konstruktionsmaterial vorausgewählt. Dabei erweisen sich die Aluminiumknetlegierung AlMgSi0,5 aus der Gruppe der Aluminiumknetlegierungen und der nichtrostenden Stähle X5CrNi18-10 (V2A) am geeignetsten. Beide Materialien weisen ausreichende Festigkeit und Korrosionsbeständigkeit auf und sind als kostengünstige Norm- und Halbzeuge verfügbar. Werden diese Werkstoffe auf die zu erwartenden Kosten untersucht, zeigen sich trotz geringerer Festigkeit und damit erhöhtem Materialeinsatz, große Vorteile der Aluminiumlegierung AlMgSi0,5 gegenüber dem Edelstahl.

### 5.3.3 Konzeptbeschreibung der Aufständeringung

Als Basis für das Aufständeringungskonzept wird im ersten Schritt der energetisch optimale Kollektorneigungswinkel der Sensibilitätsanalyse angesetzt. Dieser bestimmt das geometrische Abmaß des Prototyps mit. Die in [Abbildung 5.6](#) dargestellten Simulationsergebnisse zum Einfluss des Kollektorneigungswinkels auf den jährlichen Warmwasserdeckungsbeitrag zeigen standortunabhängig im Bereich von 20...40° kaum Unterschiede in der Systemleistungsfähigkeit. Für das Aufständeringungskonzept des Anlagenprototyps wird demnach ein Kollektorneigungswinkel von 35° angesetzt.



[Abbildung 5.6](#): Einfluss des Kollektorneigungswinkels auf den Warmwasserdeckungsbeitrag

Um das Gesamterscheinungsbild der Anlage niedrig zu halten wird der Höhenunterschied zwischen Speicherunterkante und Kollektor mit 80 mm sehr gering gewählt. Eine nähere Anbringung der Bauteile zueinander ist nicht möglich, da dieser Abstand zur Montage der Verrohrung notwendig ist.

Um die Montagezeit der Anlagen gering zu halten, ist eine weitestgehende Vormontage der Bauteile schon im Werk berücksichtigt. [Abbildung 5.7](#) zeigt das Thermosiphon-Prototyp-System im Auslieferungszustand.



Abbildung 5.7: Thermosiphon-System im Auslieferungszustand

Das Gestell ist an den Kollektor angebracht, wird vor Ort aufgeklappt und mit 2 Schrauben fest fixiert (Abbildung 5.8).

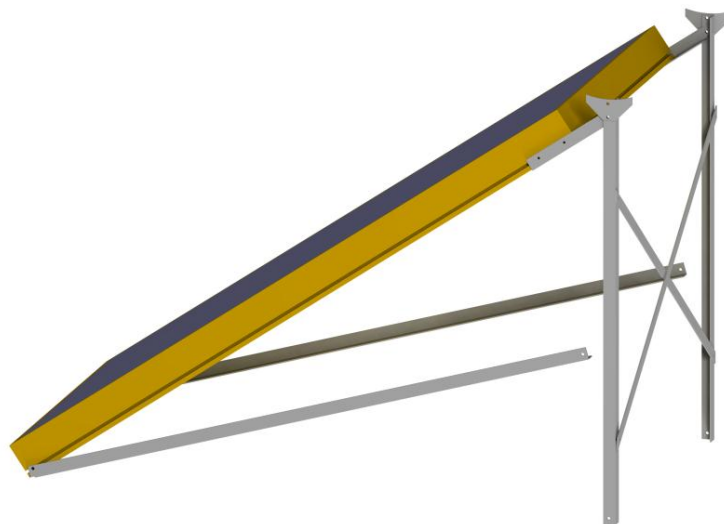


Abbildung 5.8: Aufbau des System-Gestells

Durch die spezielle Gestaltung des Gelenks wird der Kollektor bei 35° arretiert und bietet daher eine große Eigensicherheit bei der Montage (Abbildung 5.9).

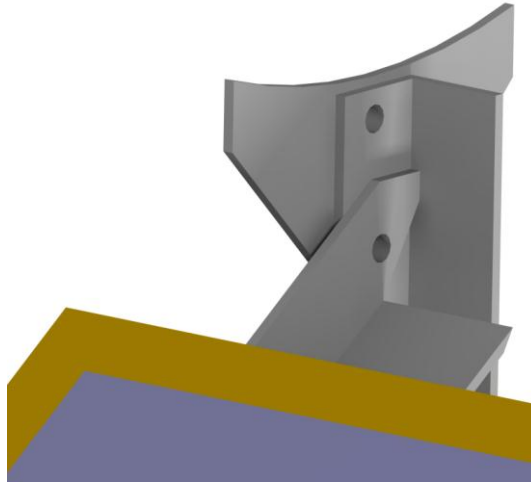


Abbildung 5.9: Arretierung des Thermosiphon-Systems bei 35°

Um Material einzusparen, wird der Kollektor als tragendes Bauteil in der Aufständering verwendet. Daher muss die Kollektorhalterung nicht als durchgehendes Bauteil ausgeführt werden. Zudem werden, soweit möglich, Normhalbzeuge wie L-Profile für das System verwendet. Abbildung 5.10 zeigt den ersten Thermosiphon-Anlagenprototyp auf der Solarmesse Intersolar 2010 in München.



Abbildung 5.10: Thermosiphon-Anlagen-Prototyp auf der Intersolar2010



---

Der Festigkeitsnachweis für die Thermosiphon-Solaranlage wird über die DIN 1055-4 (Einwirkungen auf Tragwerke – Windlasten; DIN 2005) geführt. Zur Berechnung der Beanspruchungen des Aufständersystems müssen 3 Lastfälle unterschieden werden:

1. Maximale Windlast von vorne auf das System,
2. Windstille,
3. Maximale Windlast von hinten auf das System.

Die Berechnung ist für die Anpassung des Prototyps an die Serienfertigung bereits vorbereitet.



## 6 Kollektorentwicklung

Ziel der Kollektorentwicklung ist es, einen im Hinblick auf die Anforderungen von Thermosiphon-Anlagen optimalen Solarkollektor zu entwickeln und in den Prototyp zu integrieren. In der im Vorfeld des Projekts durchgeführten Marktrecherche zu den in Thermosiphon-Solaranlagen eingesetzten Kollektoren konnte der typische Thermosiphon-Anlagenkollektor nicht ermittelt werden. In Thermosiphon-Systemen werden meist Standardkollektoren eingesetzt, ohne jegliche Anpassung an die Betriebsweise dieser Solaranlagengattung.

### 6.1 Analyse der Kollektorbetriebspunkte

Eine Analyse der typischen Anlagenbetriebspunkte der mit einem *CitrinSolar* CS200-4F-Kollektor vermessenen und simulierten Referenzanlage zeigt im Tages- sowie im Jahresverlauf eine sehr hohe Summenhäufigkeit des Anlagenbetriebs bei niedrigen reduzierten Temperaturen (Abbildung 6.1). In der reduzierten Temperatur<sup>2</sup> werden die mittlere Kollektortemperatur, die Umgebungstemperatur und die Einstrahlung miteinander verrechnet, um die Kennlinie auf einer neutralen allgemeingültigen Basis aufzutragen (6-1).

$$T_{red} = \frac{\frac{T_{col,out} + T_{col,in}}{2} - T_{amb}}{G} \quad (6-1)$$

mit

$G$	solare Einstrahlung	[W m <sup>-2</sup> ]
$T_{red}$	reduzierte Temperatur	[m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup> ]
$T_{amb}$	Umgebungstemperatur	[°C]
$T_{col,in}$	Kollektoreintrittstemperatur	[°C]
$T_{col,out}$	Kollektoraustrittstemperatur	[°C]

Niedrige Werte der reduzierten Temperatur bedeuten dabei, dass entweder hohe Einstrahlungswerte oder eine mittlere Kollektortemperatur nahe an der Umgebungstemperatur vorherrschen. Im Umkehrschluss kann aus der Häufigkeitsverteilung bei sehr kleinen reduzierten Temperaturwerten auf die energetischen Anforderungen an den Thermosiphon-Kollektor geschlossen werden. Der Kollektor muss demnach einerseits einen möglichst hohen optischen Wirkungsgrad haben. Andererseits sind die Anforderungen an die Emissionswerte der Absorberbeschichtung und/oder die Dämmung des Kollektors geringer als an Kollektoren für den mitteleuropäischen Markt. So birgt dieses

<sup>2</sup> Größe, über der in den Prüfberichten die Kollektorkennlinie aufgetragen wird.

grundlegende Anforderungsprofil ein großes Potenzial zur Kosteneinsparung am Kollektor.

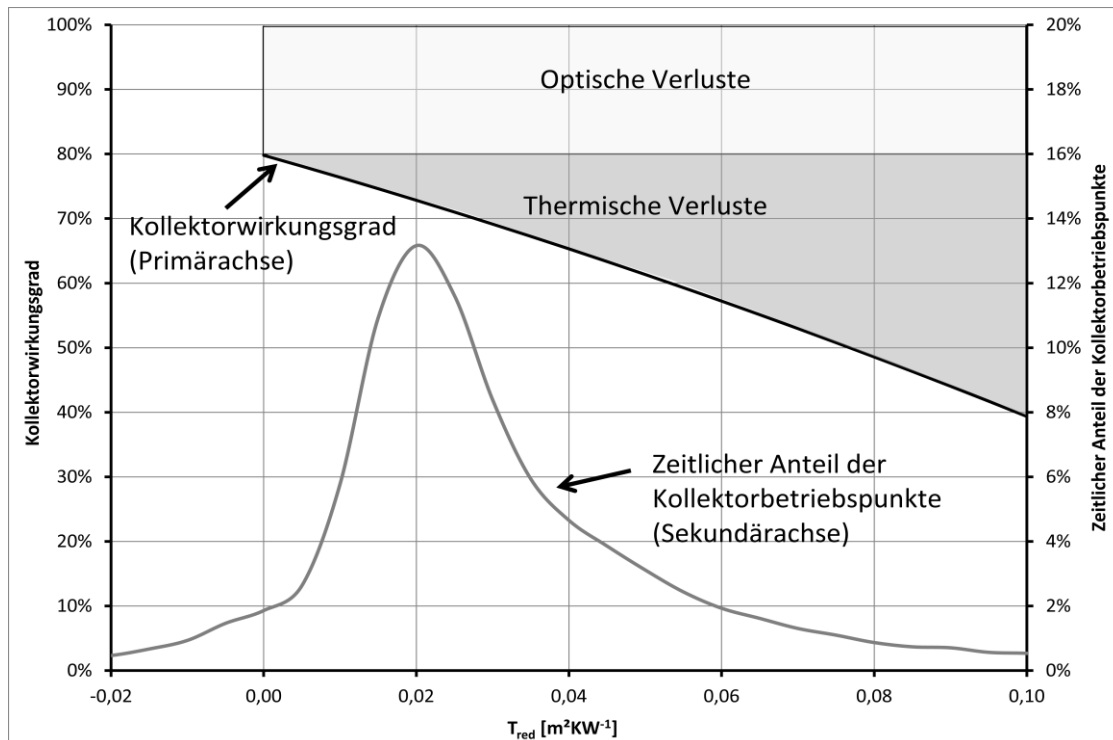


Abbildung 6.1: Betriebspunkte der vermessenen Thermosiphon-Anlage im Jahresverlauf

## 6.2 Kollektorprototyp

Für die Entwicklung des Kollektorprototyps werden die Ergebnisse der Sensibilitätsanalyse umfangreich berücksichtigt. Dazu gehören Simulationsergebnisse, die den Kollektor mittelbar als auch unmittelbar betreffen.

Bei der Kollektorgeometrie zeigt sich, dass das Standard-Längen-Breitenverhältnis von etwa 2:1 am Standort Málaga mit seinem sehr warmen und sonnenreichen Klima geringe energetische Vorteile birgt. An den nördlicheren Standorten Rom und Ingolstadt zeigt sich bezogen auf das Jahresergebnis kein Einfluss der Kollektorlänge.

Wird die Aperturfläche bei einem festen Speichervolumen von 180 l variiert kann standortunabhängig auch in den Sommermonaten ein sicherer Anlagenbetrieb bis 2,5 m<sup>2</sup> gewährleistet werden. Der sichere Anlagenbetrieb ist bei gegebenem Zapfprofil bis zu einer Maximaltemperatur im Speicher von 90 °C definiert (Abbildung 6.2).

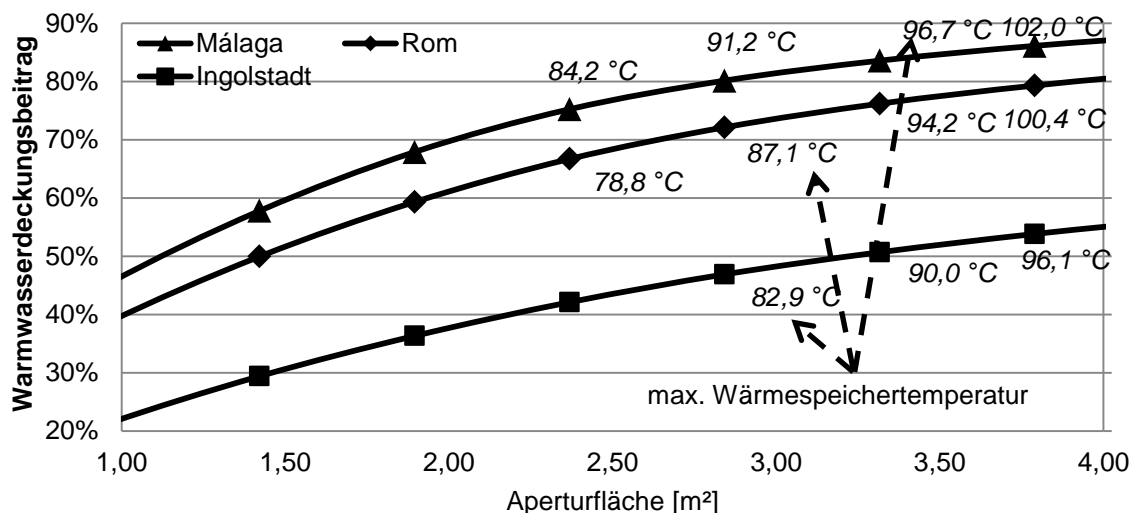


Abbildung 6.2: Variation der Kollektorfläche bei festem Speichervolumen von 180 l

Der Gesamtwirkungsgrad der Thermosiphon-Anlage wird neben der Kollektorgröße maßgeblich von den optischen Eigenschaften des Kollektors bestimmt. Da der optische Wirkungsgrad eine Funktion von Transmission ( $\tau$ ) durch die transparente Kollektorabdeckung und Absorption ( $\alpha$ ) der Absorberbeschichtung ist, müssen diese Werte des Kollektors möglichst hoch gewählt werden.

Bei der transparenten Abdeckung sollte daher die Wahl auf gehärtetes eisenarmes Glas fallen (Tabelle 6.1). Zudem weist Glas eine große Langzeitstabilität in seinen optischen Eigenschaften auf, wie Brunold und Ruesch (2009) zeigen.

Tabelle 6.1: Vergleich verschiedener transparenter Abdeckungen (Frei, 1998)

Transparente Abdeckung	Stärke [mm]	Gewicht [kg m <sup>-2</sup> ]	Transmission [-]
Gehärtetes Glas	4	10	0,84
Gehärtetes eisenarmes Glas	4	10	0,91
PC	4	4,9	0,80
PMMA	4	4,8	0,84
PMMA (Doppelsteg-Platte)	16	5,0	0,77

Die marktverfügbaren Absorberbeschichtungen von nicht selektivem Solarlack bis hin zu selektiven Sputterbeschichtungen bewegen sich im Bereich von  $\alpha = 0,88 \dots 0,96$ . Daher ist eine Absorberbeschichtung mit selektiven Eigenschaften, aber reduzierten Anforderungen an deren Emissionswerte  $\varepsilon = 0,15$  ausreichend. Im Bereich von  $\varepsilon = 0,15$  sind viele Schwarzchrom-Schichten zu finden (Treikauskas, 2005). Schwach selektive Beschichtungssysteme wie Solarlack (Transfer Electric, 2010) mit  $\varepsilon = 0,86$  sind dagegen nicht zu empfehlen, da durch die erhöhten thermischen Verluste der Anlagenwirkungsgrad stark reduziert wird.

Neben den optischen Eigenschaften hat die Dämmung des Kollektors einen maßgeblichen Einfluss auf den Verlauf der Wirkungsgradkennlinie. Dämmschichtstärken von 40...50 mm Mineralwolle, gepaart mit einer seitlichen Isolierung des Kollektorgehäuses, wie sie bei mitteleuropäischen Kollektoren üblich sind, ermöglichen einen effizienten Anlagenbetrieb auch während der Wintermonate mit starkem Frost und geringer Einstrahlung. Diese klimatischen Zustände sind bei Thermosiphon-Solaranlagen nicht zu erwarten. Daher kann auf eine seitliche Isolierung des Kollektorrahmens verzichtet werden und die rückseitige Isolierung auf 30 mm reduziert werden. Neben dem kostenmäßigen Einsparpotenzial auf Seiten der Dämmung ermöglicht eine geringere Dämmschicht zudem eine flachere Gehäuse-Bauform. Bei einer marktüblichen Kollektorrahmenkonstruktion aus Aluminium lassen sich durch diese Maßnahme 2...4 kg an Gewicht und wiederum die damit verbundenen Materialkosten einsparen.

Bei der Absorberkonstruktion wird der physikalische Ansatz zur Vermeidung von „reverse thermosyphoning“ umgesetzt und der Kollektorrücklauf im Kollektorgehäuse geführt. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Rücklaufleitung keinen Kontakt zum Absorberblech hat, um einer Erwärmung und dem damit verbundenen Auftrieb des eintretenden Kollektorfluids vorzubeugen.

Thermosiphon-Anlagen sind üblicherweise Paketlösungen, dass heißt die verwendeten Materialien können ab Werk aufeinander abgestimmt werden. Durch diese Möglichkeit ist der Prototyp-Kollektor als Vollaluminium-Kollektor ausgeführt. Dieser Absorber ermöglicht trotz notwendiger höherer Materialstärken einen Gewichtsvorteil von rund 2 kg gegenüber einem, dem Stand-der-Technik entsprechenden Kupfer-Absorber. Dadurch ist ein großes Kosteneinsparpotenzial realisierbar. Der Rohmaterialpreis für Aluminium beträgt gegenwärtig lediglich 30...40 % des Kupferpreises. Neben den Gewichts- und Preisvorteilen des Aluminium-Absorbers muss hier ein besonderes Augenmerk auf die zu verwendenden Wärmeträgerflüssigkeit und ihre Inhibitoren gelegt werden.

Die Grunddaten des entwickelten Kollektors sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Tabelle 6.2: Technische Eigenschaften des entwickelten Solarkollektors

<b>Absorber Typ</b>	Harfen-Absorber
<b>Absorber Material</b>	100 % Aluminium (Absorber und Rohrleitungen)
<b>Aperturfläche</b>	2,34 m <sup>2</sup>
<b>Dämmung</b>	30 mm Mineralwolle
<b>Transparente Abdeckung</b>	gehärtetes eisenarmes Solarglas
<b>Beschichtung</b>	selektive Absorberschicht
<b>Rücklaufleitung</b>	innenliegender Rücklauf

## 7 Speicherentwicklung

Eine Marktanalyse zu in Thermosiphon-Anlagen verwendeten Wärmespeichern zeigt klar den Kundenwunsch nach horizontal montierten, druckbehafteten Speichern mit getrenntem Kollektor- und Warmwasserkreis (Brandmayr und Zörner 2007). Dieser Trend konnte durch eine Marktanalyse von Häfner (2009) bestätigt werden, nach der bei allen teilnehmenden Herstellern geschlossene Systeme im Angebot zu finden sind. Diese machen bei 50 % der Hersteller sogar zwischen 80...100 % des Absatzes aus.

### 7.1 Stand-der-Technik

Innerhalb des Segments der druckbehafteten, zweikreisigen Speicher dominieren die Doppelmantel-Wärmetauscherspeicher. Vereinzelt sind auch Speicher mit innenliegenden Rohrbündelwärmetauschern verfügbar, wie der in Abbildung 7.1 dargestellte Speicher der israelischen Firma *Chromagen* (2008). Bei den Speichern mit Rohrbündelwärmetauschern sind allerdings höhere Druckverluste als bei Doppelmantel-Wärmetauschern zu erwarten. Zudem reagieren diese Systeme sehr stark auf etwaige Montagefehler, da das notwendige Gefälle von Speicherein- zu Speicheraustritt nur sehr gering ausfällt.

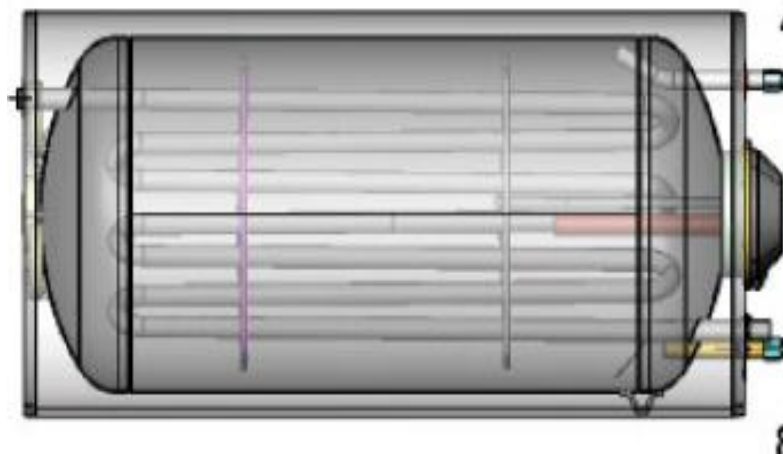
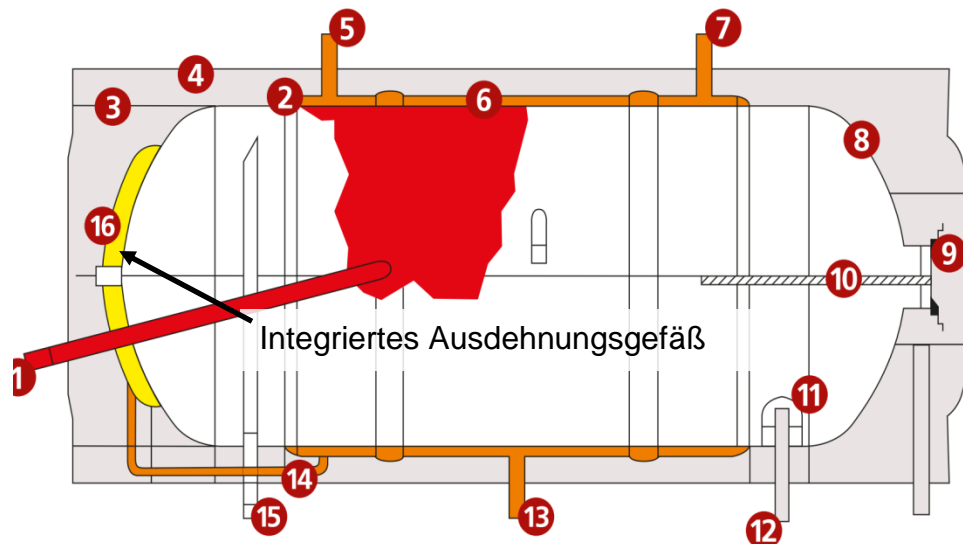


Abbildung 7.1: Speicher mit Rohrwärmetauscher (Chromagen 2008)

Der Trend bei der Materialwahl geht nach Häfner (2009) weg von Edelstahlspeichern hin zu emaillierten Speichern, die inzwischen 70 % des Marktes ausmachen.

Detaillierte Studien zu den marktverfügbaren Speichern zeigen interessante technische Teillösungen, die einen positiven Einfluss auf den Betrieb und die Betriebssicherheit des gesamten Thermosiphon-Systems haben können.

Die Firma *Vulcano* (2008) bietet beispielsweise einen Doppelmantelspeicher mit integriertem 3 l-Ausdehnungsgefäß an (Abbildung 7.2). Dadurch kann ein Druckabbau des Systems über das Sicherheitsventil und der damit verbundene Verlust an Wärmeträgerflüssigkeit vermieden oder zumindest vermindert werden.



**Auszug wichtiger Speicherbauteile:**

1	Kollektorvorlauf	5	Anschluss Befüllung	6	Doppelmantel
7	Anschluss Entlüftung	10	Opferanode	11	Prallblech
12	Kaltwasseranschluss	13	Kollektorrücklauf	14	Verbindung Ausdehnungsgefäß
15	Warmwasserentnahme	16	Ausdehnungsgefäß		

Abbildung 7.2: Doppelmantelspeicher der Firma *Vulcano* (2008) mit integriertem Ausdehnungsgefäß

Die Firma *Sammler* (2008) führt beispielsweise den Kollektorvorlauf von unten durch den Speicher in den Doppelmantel (Abbildung 7.3). Diese Führung des Fluids hat besonders im Nachfall einen positiven Einfluss auf das „reverse thermosiphoning“, da sich sowohl auf der Speichervorlauf- als auch auf der Speicherrücklaufseite die gleiche Temperaturschichtung einstellt. Somit wird ein Dichte- oder Massenungleichgewicht im System verhindert, das andernfalls zu einem Volumenstrom entgegengesetzt der Hauptkreislaufrichtung führen könnte.

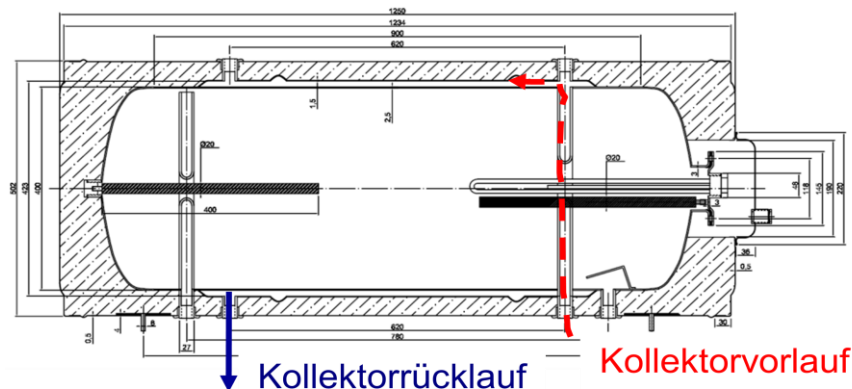


Abbildung 7.3: Doppelmantelspeicher der Firma *Sammler* (2008)

## 7.2 Speicher Prototyp

Der Speicherprototyp berücksichtigt die Erkenntnisse des Stands-der-Technik, die Maßgaben der Simulation und eigene Optimierungsansätze.

Um den Druckanstieg im laufenden Betrieb (unter Sonneneinstrahlung), wie in Kapitel 9.5 beschrieben, zu begrenzen wird ein definiertes Ausdehnungsvolumen in den Speicher eingebracht. Dazu wurden verschiedene Konzepte entwickelt. Die Verfahren befinden sich im Prozess zur Erlangung von Schutzrechten und können daher nicht genauer dargestellt werden. Die Funktionsfähigkeit der Verfahren konnte durch Messungen am Prototyp nachgewiesen werden.

Die Bruttobreite des Speichers wird aus optischen Gesichtspunkten an die Kollektorbreite angepasst. Der Speicher wird gemäß den Maßgaben der Simulation mit 40 mm Polyurethan-Hartschaum isoliert. Der Speicheraußendurchmesser beträgt 560 mm.

Um den bei der Thermosiphon-Solaranlage verfolgten Weg der Unterbindung von „reverse thermosyphoning“ konsequent weiter zu verfolgen, befinden sich die Anschlüsse für Kollektorvor- und Kollektorrücklauf sowie Brauchwasserzufuhr und -entnahme an der Speicherunterseite. Die Verbindung zwischen Kollektor und Speicher erfolgt über kurze, vorgefertigte Rohrstücke.

Abbildung 7.4 zeigt die Simulationsergebnisse zur Wärmeübertragerfläche. Unabhängig vom simulierten Standort ist ab 1 m<sup>2</sup> Fläche kein Leistungszuwachs der Anlage mehr zu erwarten. Der Doppelmantel-Wärmetauscher wird daher gemäß Simulation mit einer Fläche von ca. 1 m<sup>2</sup> bei einer Spalthöhe von 10 mm ausgelegt. Die Spalthöhe und somit der Wärmeträgerinhalt des Doppelmantels hat keinen Einfluss auf die Anlagenleistungsfähigkeit.

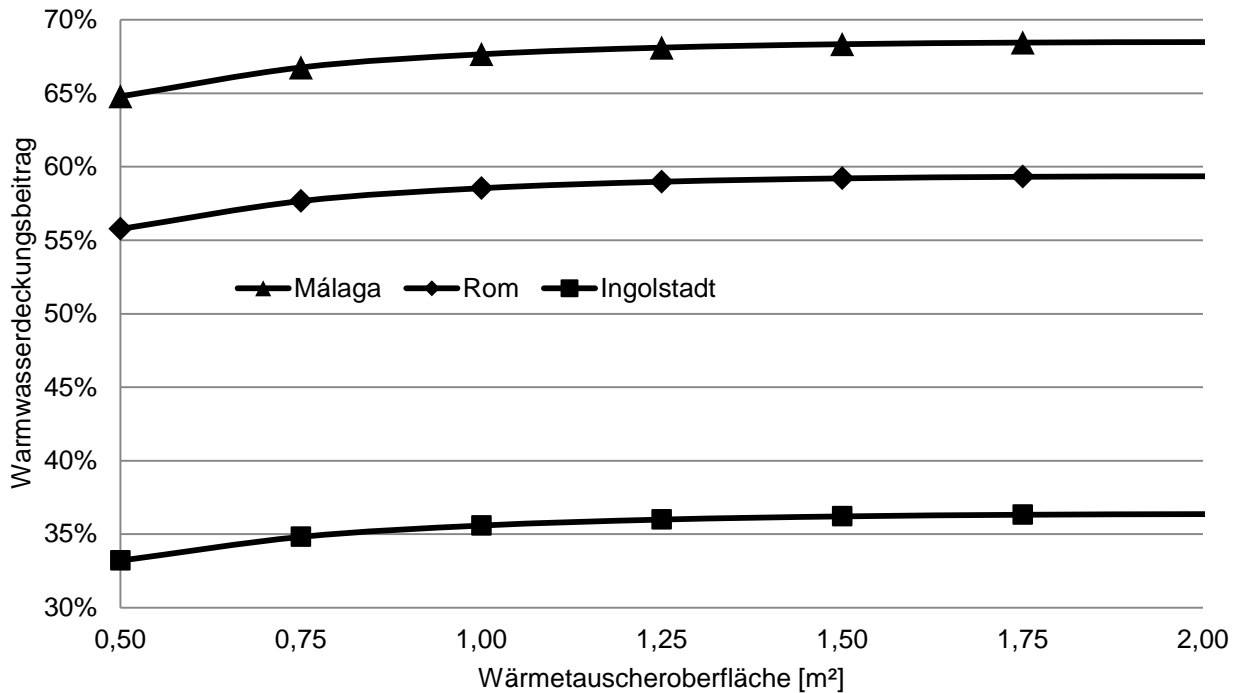


Abbildung 7.4: Wärmetauscheroberfläche des Speichers

Die Untersuchungen zum Speicherdurchmesser und den im laufenden Betrieb damit verbundenen Schichtungseffekten zeigen einen Soll-Durchmesser von mindestens 450 mm auf (Abbildung 7.5). Der Einfluss noch größerer Durchmesser auf das Jahresergebnis ist energetisch zu vernachlässigen.

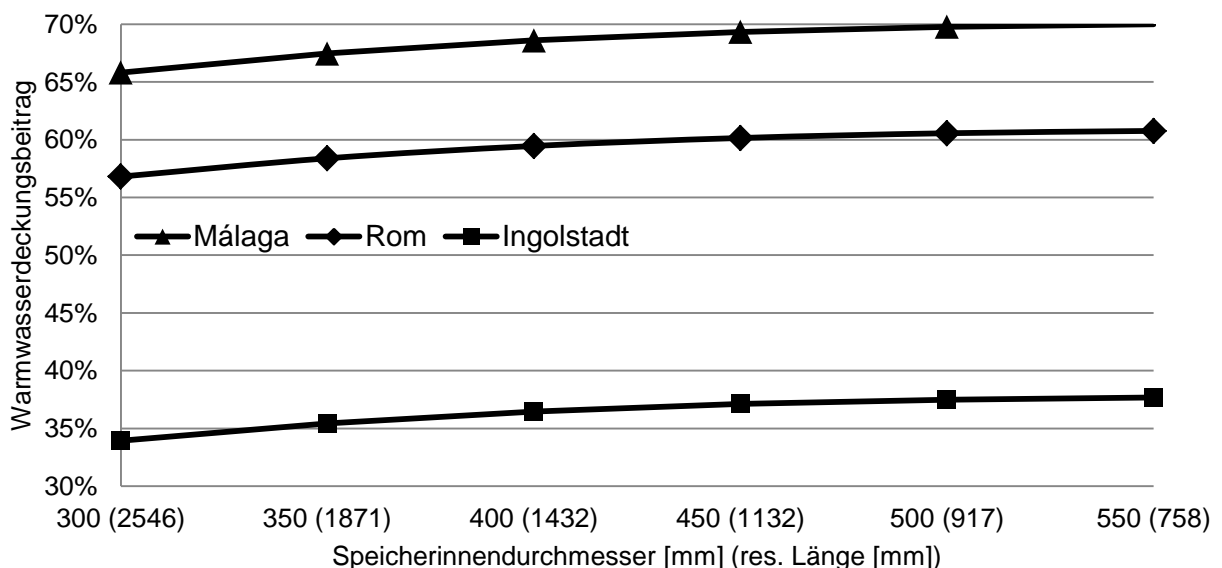


Abbildung 7.5: Einfluss des Speicherdurchmessers auf den Warmwasserdeckungsbeitrag



Das Brauchwasservolumen beträgt bei einem Speicherinnendurchmesser von 470 mm ca. 160 l. Das Volumen von 160 l lässt sich über die Simulationsergebnisse darstellen, bei denen sich ein Optimum bei 65 l m<sup>-2</sup> Kollektorfläche ergibt (Abbildung 7.6).

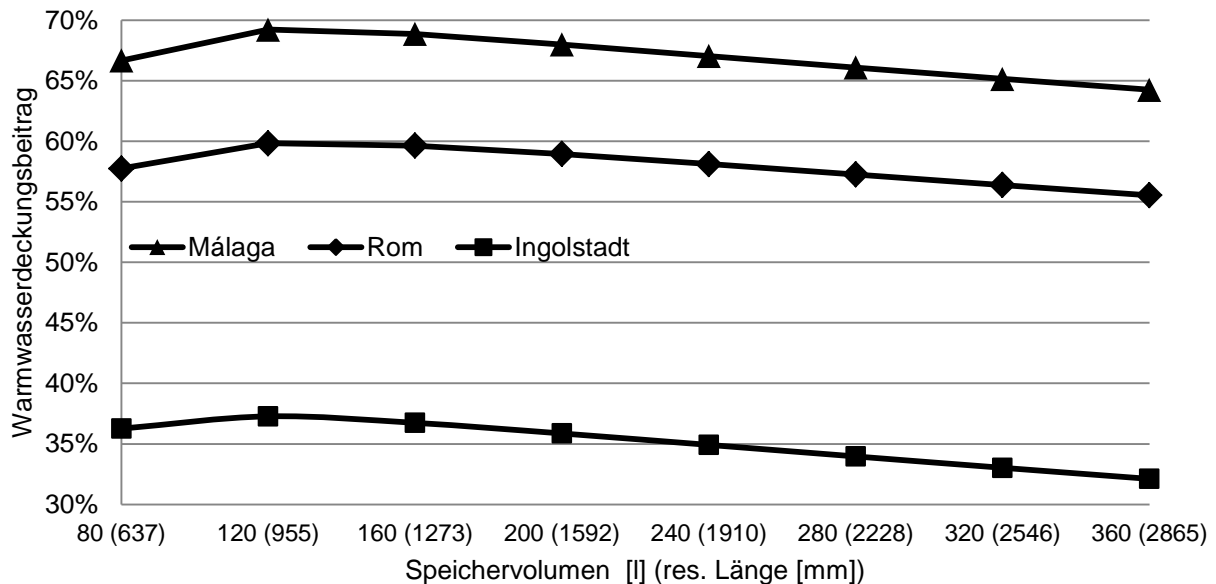


Abbildung 7.6: Einfluss des Speichervolumens auf das Jahresergebnis

Über eine 90 mm große Handöffnung kann der Speicher zur Überprüfung geöffnet und die Opferanode aus Magnesium getauscht werden.

Warmwasserspeicher und der Wärmetauscher werden aus Baustahl gefertigt und anschließend emailliert. Die Konstruktion des Speichers genügt dabei den in DIN 4753-3 (2009) genannten Anforderungen an das Emaillieren.

Um bei der Warmwasserentnahme die sensible Temperaturschichtung im Speicher nicht zu zerstören, wird gerade bei der Konstruktion des Kaltwassereintritts darauf geachtet, über einen Diffusor die Strömungsgeschwindigkeit des eintretenden Wassers gering zu halten und über eine möglichst große Fläche zu verteilen.

Abbildung 8.1 zeigt den Speicherprototyp bei der Vermessung auf dem System- und Speicherprüfstand im *KOMPETENZFELD ERNEUERBARE ENERGIEN*. Um das Verhalten bei Speicherbeladung und Warmwasserentnahme charakterisieren zu können, ist der Speicher mit 16 PT100-Temperaturmessstellen ausgestattet.

## 8 Sicherheitseinrichtungen

Bei der Suche nach geeigneten Sicherheitsarmaturen haben sich marktübliche Standard-Bauteile als technisch/wirtschaftlich geeignete Lösung herausgestellt.

Der Kollektorkreis wird über ein 3 bar-Sicherheitsventil geschützt. Dieses Sicherheitsventil ist zusammen mit dem vorgehaltenen Ausdehnungsvolumen so ausgelegt, dass ein Ansprechen nur bei grob fahrlässigen Modifikationen am Thermosiphon-System eintritt. Das Ventil ist fester Bestandteil des Thermosiphon-Anlagenpakets.

Die Sicherheitseinrichtungen für den Brauchwasserkreis müssen an die jeweilige bauliche Gegebenheit angepasst werden. Das kaltwasserseitig anzubringende 6 bar-Sicherheitsventil wird optional angeboten, da Gebäude in der Regel an der Schnittstelle zum lokalen Wasserversorger bereits mit einem solchen Sicherheitsventil ausgestattet sind.

Für die Begrenzung der maximalen Brauchwassertemperatur wird ein thermostatischer Brauchwassermischer, wie auch in der Sensitivitätsanalyse angenommen, in das Angebot mit aufgenommen.



Abbildung 8.1: Speicherprototyp auf dem System- und Speicherprüfstand

## 9 Vermessung

Im Rahmen der Thermosiphon-Anlagenentwicklung wurden zahlreiche Messungen an Bauteilen und im Gesamtsystem durchgeführt. Dazu waren Erweiterungen der verfügbaren Labormesstechnik bzw. grundlegende Neuaufbauten der Prüfstände notwendig.

### 9.1 Bestimmung des Druckverlusts der Bauteile

Zur Bestimmung der Druckverluste der flüssigkeitsführenden Bauteile wurde an der *Hochschule Ingolstadt* ein Differenzdruck-Prüfstand entwickelt, mit dessen Hilfe der Druckverlust von Kollektor, Speicher und verbindenden Rohrleitungen ermittelt werden kann. In Anlehnung an die gültige Kollektorprüfnorm werden die Messungen bei 20 °C Fluidtemperatur durchgeführt (Abbildung 9.1).

Die Erweiterung des Prüfstands ermöglicht den Anschluss des Differenzdruckprüfstands an die Wärme- und Kälteversorgung des System- und Wärmespeicherprüfstands der *Hochschule Ingolstadt*, mit dem Fluidtemperaturen von 10...90 °C eingestellt werden können. Durch diese Erweiterung ist es nun möglich, den temperaturabhängigen Einfluss der Viskosität auf die Druckverluste messtechnisch abzubilden (Abbildung 9.2).



Abbildung 9.1: Druckverlust-Prüfstand zur Ermittlung der Bauteilverluste

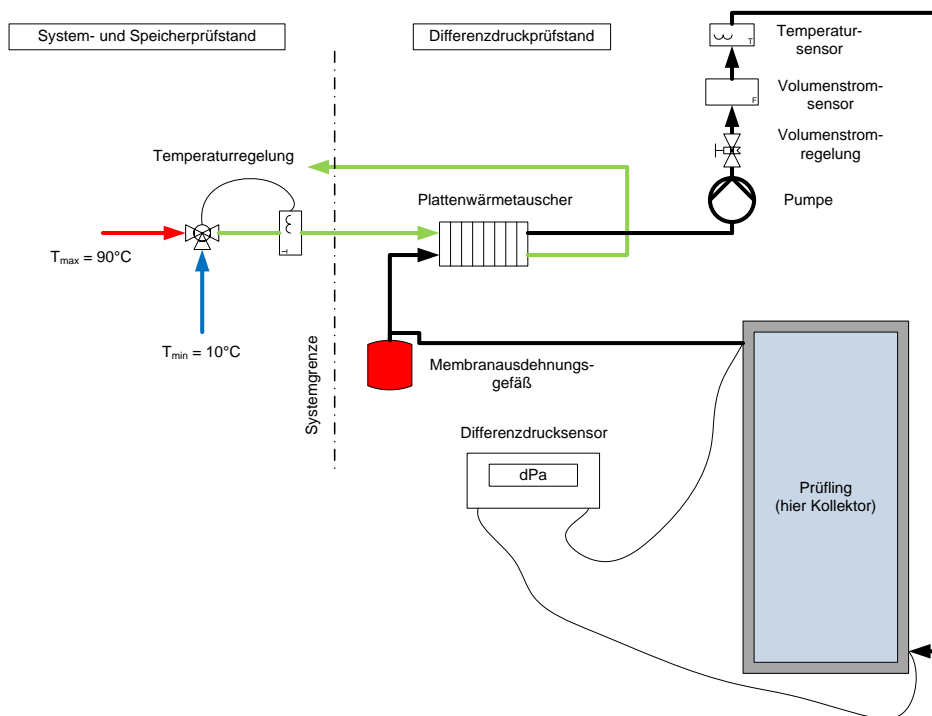


Abbildung 9.2: Schematische Darstellung des erweiterten Differenzdruckprüfstands

Abbildung 9.3 zeigt die mit dem erweiterten Differenzdruckprüfstand gemessenen Druckverluste eines *CitrinSolar* CS200-4F-Kollektors bei 20 °C und 80 °C mit Wasser und Wasser/ Propylenglykol 60/40-Mischung. Dabei zeigt sich der temperaturabhängige Einfluss der Viskosität auf den Druckverlust bei Wasser/Propylenglykol sehr deutlich.

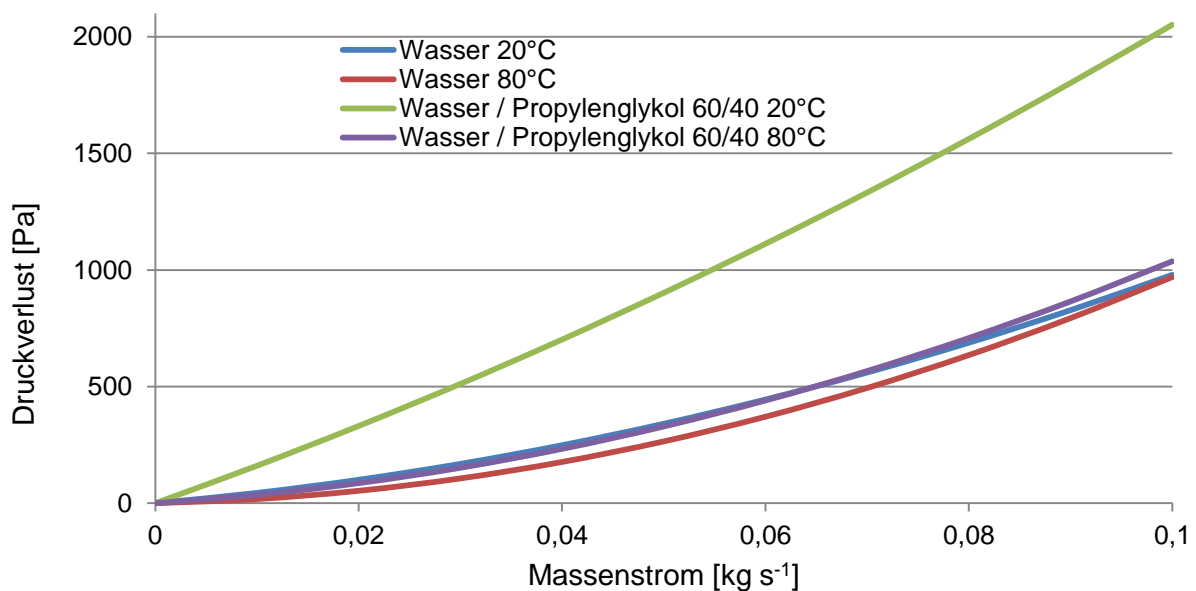


Abbildung 9.3: Gemessene Druckverluste in Abhängigkeit von Temperatur und Wärmeträger

Der Einfluss der Viskosität wurde auf das Simulationsmodell übertragen, zeigt dabei im Jahresverlauf keinen Unterschied zu einem statischen Modell, dass Druckverlustmesswerte bei 20 °C Fluidtemperatur als Basis verwendet (Kapitel 3.3.1).

Neben dem Kollektordruckverlust wird auch der Druckverlust im Doppelmantelspeicher als die Anlagenleistungsfähigkeit maßgeblich beeinflussende Größe bestimmt. Der in Abbildung 9.4 dargestellte Vergleich zwischen Prototypspeicher und Referenz-Speicher zeigt geringfügig höhere Druckverluste des Prototypspeichers. Durch fertigungstechnische Optimierungsmaßnahmen in der Speicherhydraulik kann der Druckverlust des Prototyps weiter optimiert und somit im Serienprodukt minimiert werden.

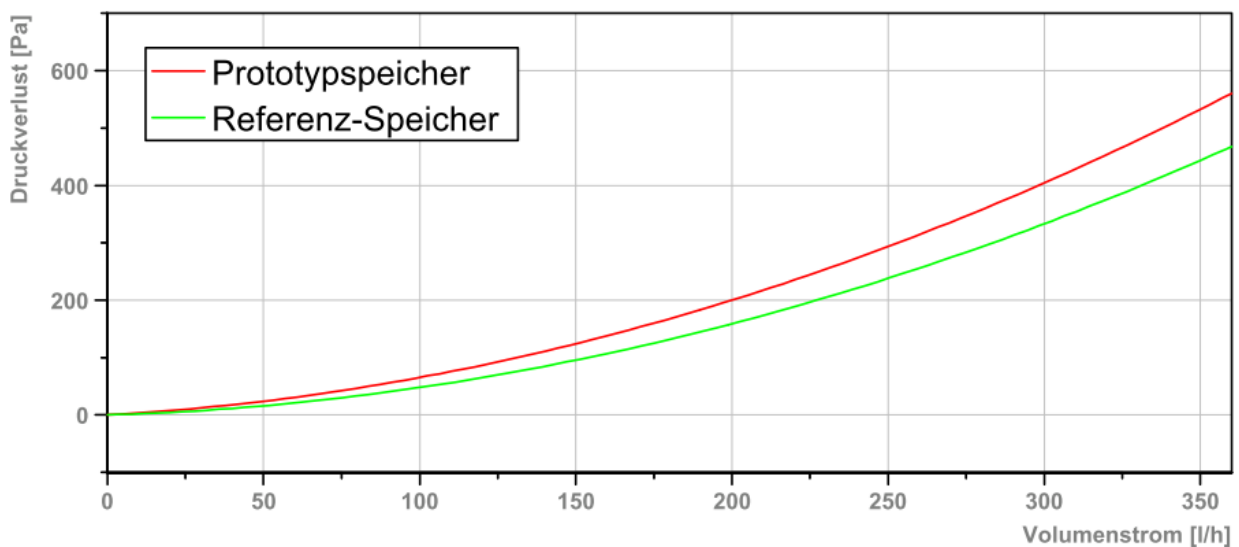


Abbildung 9.4: Druckverlustmessung an Prototyp- und Referenzspeicher

## 9.2 Bestimmung des Schüttverhaltens

Eine wichtige Aussage zur Güte eines Warmwasserspeichers liefern Entlade-Messungen bei vollständig durchgeheiztem Speicher. Dazu wird der Brauchwasserbereich des Speichers auf 60 °C erwärmt. Anschließend wird durch Zuführung von Kaltwasser bei einem Volumenstrom von 600 l/h ein Verbraucher abgebildet. Der Verbrauch endet sobald sich Warm- und Kaltwassertemperatur um nicht mehr als 1 K unterscheiden. Abbildung 9.5 zeigt das Messergebnis für den Prototypspeicher. Aufgrund des im Speicher verbauten Diffusors findet nur eine sehr geringe Durchmischung des Warmwassers mit dem nachströmenden Kaltwasser statt, was sich an der konstanten Warmwassertemperatur bis 0,96 x Speichervolumen (158 l) zeigt. Die gestrichelte Linie im Diagramm zeigt das Verhalten eines idealen Speichers, bei dem die Warmwassertemperatur bei 1 x Speichervolumen (165 l) auf die Kaltwassertemperatur einbricht. Verschiedene, im Kompetenzfeld Erneuerbare Energien vermessene Thermosiphon-

Anlagenspeicher zeigen den Temperatureinbruch schon nach 0,4...0,65 x Speichervolumen. Diese Speicher waren allerdings nur mit sehr einfachen Prallblechen am Kaltwassereintritt ausgestattet.

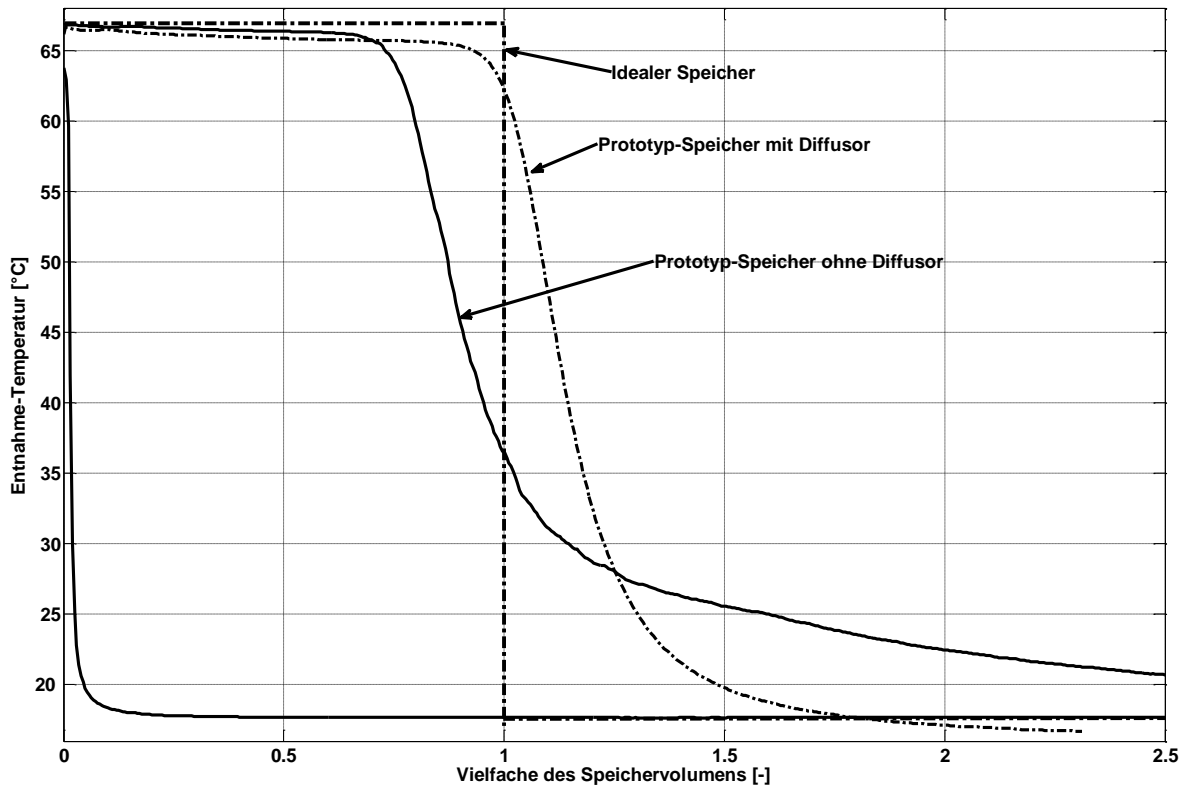


Abbildung 9.5: Bestimmung des Schüttverhaltens des Prototypspeichers

### 9.3 Erweiterungen am Thermosiphon-Anlagenprüfstand

Der Thermosiphon-Solaranlagen-Prüfstand der *Hochschule Ingolstadt* wurde im Rahmen des Projekts und in Vorbereitung auf die Prototyp-Tests erweitert. Die Erweiterung umfasste neben einer Optimierung der Prüfstandshydraulik den Einbau eines fortgeschrittenen Mess- und Regelungssystems (Abbildung 9.6). Dieses ermöglicht nun automatische Testläufe. Zudem ist es nun möglich, neben den Prüfungen nach ISO 9459-2 (1995) auch solche nach ISO 9459-5 (2007) durchzuführen. Beide Prüfnormen werden an den wichtigsten europäischen Prüfinstituten angewandt und sind daher für eine Vermessung des Prototyps von großer Bedeutung.





Abbildung 9.6: Erweiterung des Messsystems am Thermosiphon-Anlagen-Prüfstand

Abbildung 9.7 zeigt den vereinfachten Hydraulikplan des überarbeiteten Prüfstands mit seinen Sensoren und Regelungsinstrumenten, der so erfolgreich in Betrieb genommen werden konnte.

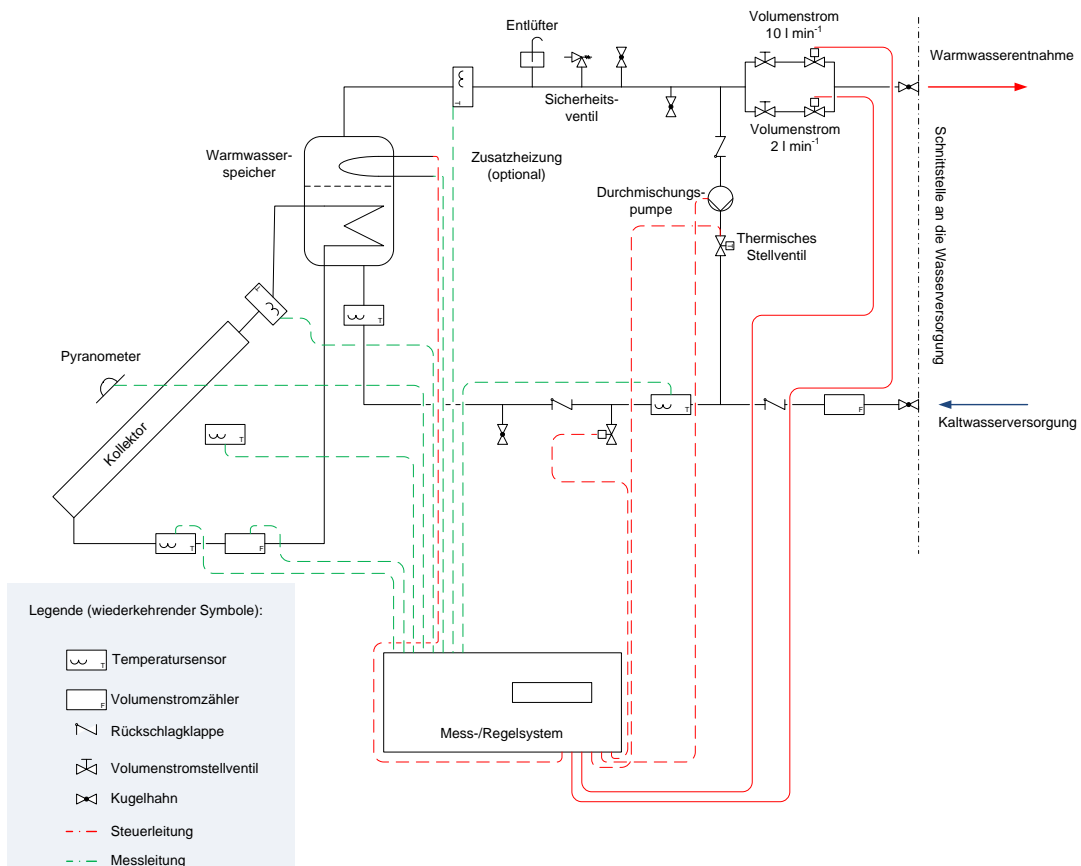


Abbildung 9.7: Hydraulikplan des überarbeiteten Thermosiphon-Anlagen-Prüfstands

## 9.4 Systemcharakterisierung

Im Rahmen der Systemcharakterisierung wird die Leistungsfähigkeit des Thermosiphon-Systems in einem Außentest bestimmt und mit der Referenzanlage verglichen. Dazu werden Prototyp-Kollektor und -Speicher in den Thermosiphonanlagen-Prüfstand integriert (Abbildung 9.9). Der Kollektorneigungswinkel beträgt nach Maßgabe der Simulationen 35 °.

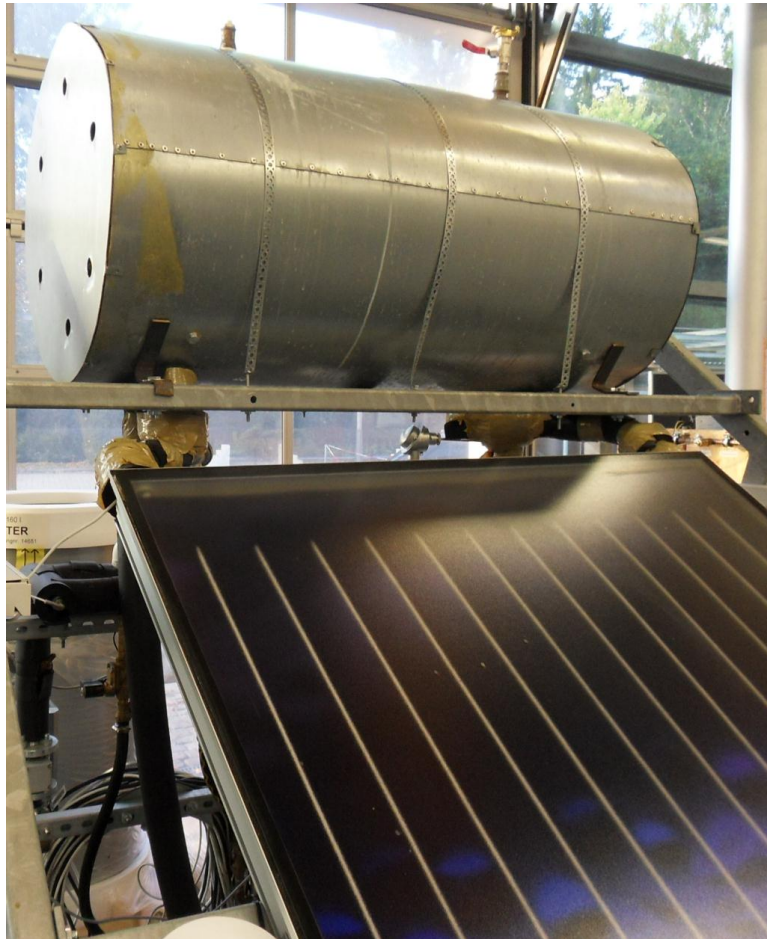


Abbildung 9.8: Prototypanlage auf dem Thermosiphon-Anlagen Prüfstand

Die Verrohrung zwischen Kollektor und Speicher ist für diese Versuche mit temperatur- und druckbeständigen Schläuchen ausgeführt.

Mehrere Testtage nach ISO 9459-2 (1995) werden aufgezeichnet und im Hinblick auf die Anlagenleistungsfähigkeit ausgewertet. Der Ablauf jedes einzelnen Testtages erfolgt nach dem in Abbildung 9.9 dargestellten Muster. Gültige Messtage nach Norm bewegen sich im Einstrahlungsbereich von 8...25 MJ m<sup>-2</sup>.



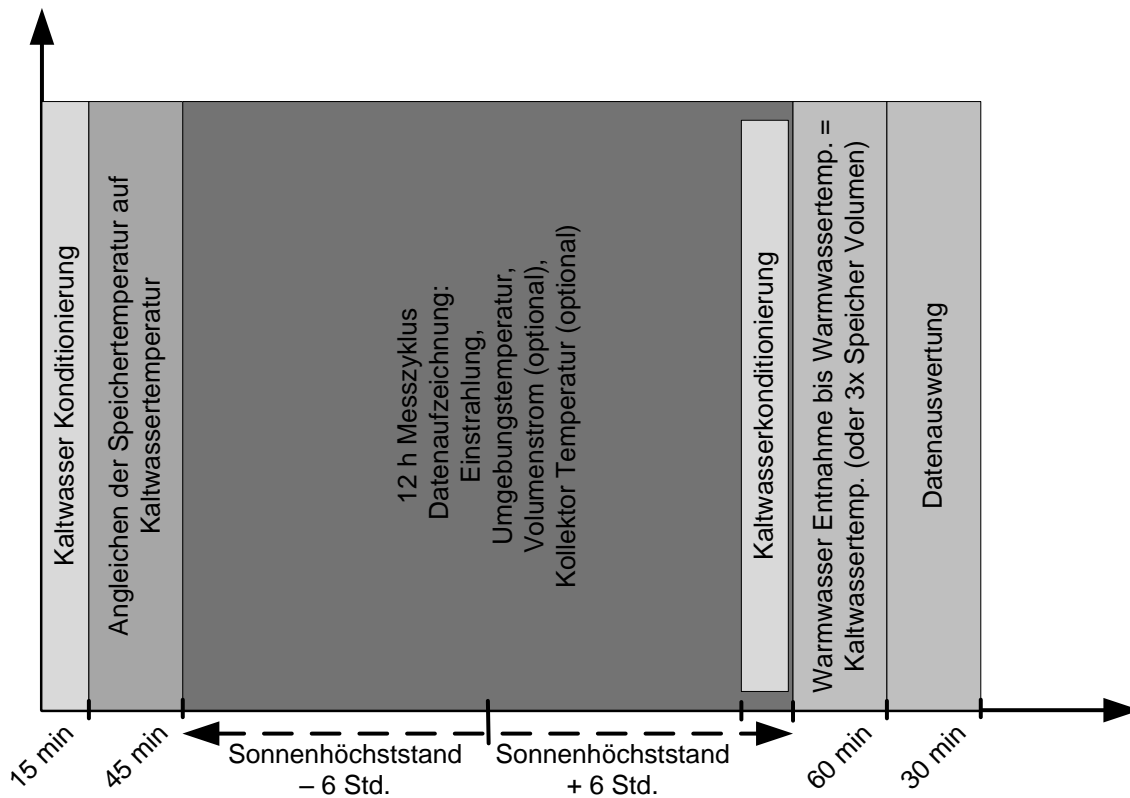


Abbildung 9.9: Prüfablauf einzelner Testtage nach ISO 9459-2 (1995)

Die gewonnenen Messergebnisse werden anschließend direkt mit den Ergebnissen des Referenzsystems verglichen. Als Bewertungsgrundlage wird dabei das Verhältnis aus verfügbarer Wärmeenergie (Warmwasser)  $Q$  zu eintreffender Einstrahlung  $H^*$  auf die Aperturfläche herangezogen. Beide Systeme arbeiten im gleichen Bereich von  $Q/H^* = 50 \dots 60 \%$ , wie in [Tabelle 9.1](#) dargestellt. Andere, in Ingolstadt geprüfte Systeme arbeiten dagegen nur im Bereich von  $Q/H^* = 35 \dots 45 \%$ . Durch diesen Vergleich wird der Entwicklungserfolg des Prototyps deutlich sichtbar.

Tabelle 9.1: Energetischer Vergleich von Prototyp und Referenzsystem

$H$ [ $\text{MJ m}^{-2}$ ]	$H^*$ [ $\text{MJ}$ ]	$Q$ [ $\text{MJ}$ ]	$Q/H^*$ [%]	$T_{\text{Umgeb., av}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{\text{Kaltwasser, av}}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
<b>Referenz-System (Aperturfläche 1,87 m<sup>2</sup>)</b>					
23,0	43,0	22,1	<b>51,4 %</b>	17,1	18,0
24,9	46,6	28,4	<b>60,9 %</b>	21,5	20,2
<b>Prototyp-System (Aperturfläche 2,34 m<sup>2</sup>)</b>					
22,7	53,1	30,7	<b>57,8 %</b>	22,3	21,9
24,3	56,9	32,5	<b>57,1 %</b>	18,9	20,2

Im Bereich der erzielbaren Warmwassermenge spiegeln die Systemtests die Ergebnisse der Labortests mit vollständig durchmischtem Speicher wider. Der Prototyp kann im realen Betrieb bis zu 90 % seines Speichervolumens (150 l) an Heißwasser bereitstellen, bevor die Entnahmekurve stark einbricht (Abbildung 9.10).

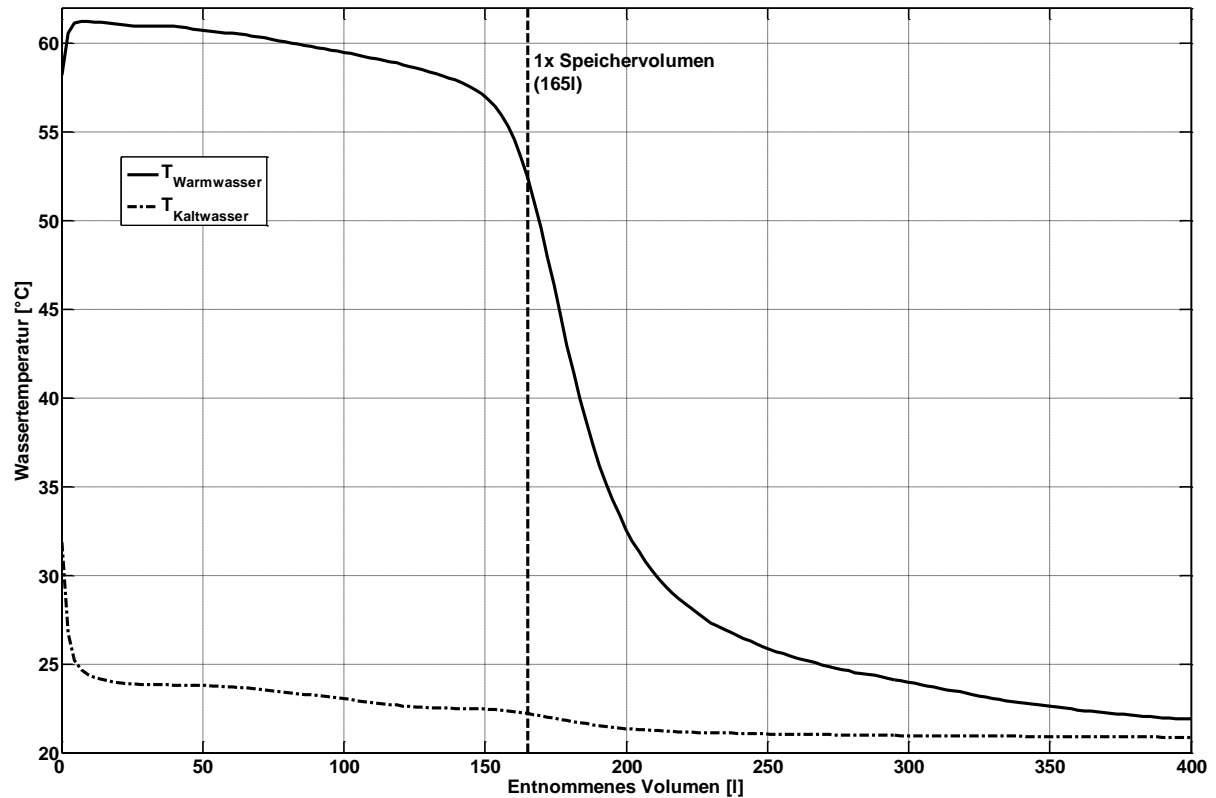


Abbildung 9.10: Entnahmekurve unter Testbedingungen

## 9.5 Untersuchungen zum Druckanstieg im Anlagenbetrieb

Ein rascher Druckanstieg sowohl im Kollektor- als auch im Warmwasserkreis gibt einen guten Hinweis auf eine falsche Auslegung des Hydraulikkreises, ohne hinreichende Ausdehnungsvolumina wie Luftpolster oder Membranausdehnungsgefäße.

Gerade in Regionen mit kalkhaltigem Wasser führt das durch fehlendes Ausdehnungsvolumen hervorgerufene ständige Öffnen und Schließen des Brauchwasser-Sicherheitsventils zu dessen Ausfall. Es lagert sich ausfallender Kalk auf den Elastomerdichtflächen ab und führt zu dauerhaften Undichtigkeiten. Durch den ständigen Druckabbau über das Ventil ist auch die eigentliche Funktion als Sicherheitsapparat in Frage gestellt.

Für einen Kollektorkreis mit rund 20 l Füllvolumen (Kollektor, Rohrleitungen, Doppelmantel) genügen 2 l vorgehaltenes Luftpolster, um bei 100 °C Wärmeträgertemperatur

den Druckanstieg auf lediglich 1,2 bar zu begrenzen. Werden nur 1,5 l als Luftpolster vorgehalten ist dieser Druckanstieg schon bei 85 °C erreicht.

Eine Messung an einem gut ausgelegten Thermosiphon-System zeigt einen Druckanstieg im Betrieb von maximal 1,25 bar (Abbildung 9.11).

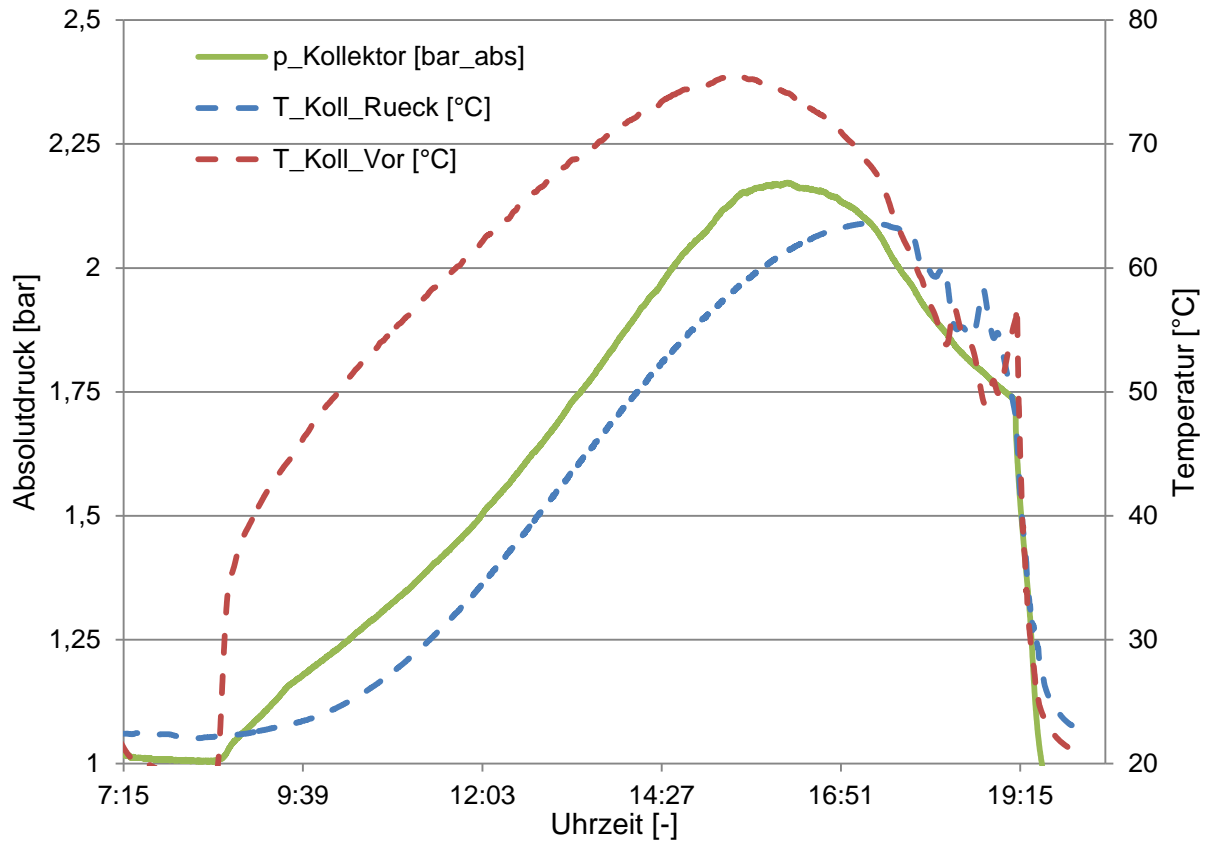


Abbildung 9.11: Thermosiphon-System mit ausreichend Ausdehnungsvolumen

---

## 10 Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Laufe des Projekts konnte am *KOMPETENZFELD ERNEUERBARE ENERGIEN* ein umfangreiches wissenschaftlich fundiertes Verständnis der Thermosiphon-Solaranlagentechnik aufgebaut werden und zu *CitrinSolar* transferiert werden.

*CitrinSolar* konnte im Rahmen der Kollektorentwicklung das bereits vorhandene Know-how im Bereich Vollaluminium-Absorber entscheidend erweitern. Zudem konnte Wissen um die Fertigung von Doppelmantelspeichern aufgebaut werden. Das neuerlangte Wissen um Speicher und Kollektor wird den Weg vom Prototyp hin zur Serienfertigung der Thermosiphon-Systeme bedeutend erleichtern.

Die Leistungsfähigkeit des Thermosiphon-Anlagen-Prototyps konnte in den Bauteil- und Systemtests nachgewiesen werden und ist in der Größenordnung des Referenzsystems angesiedelt.

Nach weiteren Feldtests bei Pilotkunden in Italien und Spanien wird die Thermosiphon-Anlagen-Technik bei *CitrinSolar* in das Produktsortiment übernommen.

## 11 Veröffentlichung von Projektergebnissen

Im Rahmen der Projektbearbeitung wurden spezifische Erkenntnisse und Inhalte der Thermosiphon-Solaranlagenentwicklung auf nationalen sowie internationalen Tagungen vorgestellt:

BRANDMAYR, S. und ZÖRNER, W. (2007) Thermosiphonsysteme: Markt, Technik und Entwicklungstrends. In: *17. Symposium Thermische Solarenergie*, Bad Staffelstein, 09.-11. Mai 2007, S. 121-123.

BRANDMAYR, S. und ZÖRNER, W. (2007) Thermosiphon Systems: Market, State-of-the-Art and Trends In: *3rd European Solar Thermal Energy Conference - estec2007 Proceedings*, Freiburg, 19.-20. Juni 2007, S. 182-188.

BRANDMAYR, S.; HANBY, V.; KONRAD, M. und ZÖRNER, W. (2008) Simulation of Thermosiphon Solar Hot Water Systems Using Matlab/Simulink and CARNOT. In: *Eurosun 2008 – 1<sup>st</sup> International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*, Lissabon (PT), 07.-10. Oktober 2008, S. 546-547.

BRANDMAYR, S.; TRINKL, C. und ZÖRNER, W. (2009) *Effizienter Einsatz von Simulationstools in der Solartechnik*. In: 1. Solarthermie-Technologiekonferenz, Berlin, 10.-11. Februar 2009.

BRANDMAYR, S.; HANBY, V. und ZÖRNER, W. (2009) Simulation von Thermosiphon-Solaranlagen unter Matlab/Simulink und CARNOT. In: *19. Symposium Thermische Solarenergie*, Bad Staffelstein, 06.-08. Mai 2009, S. 444-449.

BRANDMAYR, S.; HANBY, V. und ZÖRNER, W. (2009) Sensibilitätsanalyse von Thermosiphon-Solaranlagen unter Matlab/Simulink und CARNOT. In: *20. Symposium Thermische Solarenergie*, Bad Staffelstein, 05.-07. Mai 2010, S. 428 - 433.

BADER, T.; BRANDMAYR, S.; ZÖRNER, W.; HANBY, V. (2010) Simulation of thermosiphon systems for solar domestic hot water production. In: *3<sup>rd</sup> IASTED African Conference on Power and Energy Systems*, Gaborone (Botswana), 06.-08. September 2010.

BRANDMAYR, S.; TRINKL, C.; ZÖRNER, W.; HANBY, V. (2010) Thermosiphon Systems: Sensitivity Analysis Regarding Optimum Energetic Performance and Cost Effectiveness. In: *Eurosun 2010 – 2<sup>nd</sup> International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings*, Graz, 28. September - 01. Oktober 2010, S. 141.

## 12 Literaturverzeichnis

AMBROSETTI, P. und KELLER, J. (1985) *Das neue Bruttowärmeertragsmodell für verglaste Sonnenkollektoren*, 2te überarbeitete Auflage, Eidgenössisches Institut für Reaktorforschung, Würlingen (CH).

ANDRÉS, A. und LÓPEZ, J. (2002) *TRNSYS model of a thermosiphon solar domestic water heater*, Solar Energy, 72 (2), S. 89–98.

BOHL W. und ELMENDORF W. (2005) *Technische Strömungslehre*. 13. Auflage Würzburg: Vogel Industrie Medien GmbH & Co. KG.

BRANDMAYR, S. (2006) *Forschungsvorhaben Optimierte Thermosiphon-Solaranlage: Vorstudie und Projektplanung*. Diplomarbeit, Hochschule Ingolstadt.

BRANDMAYR, S. und ZÖRNER, W. (2007) Thermosiphon Systems: Market, State-of-the-Art and Trends In: *3rd European Solar Thermal Energy Conference - estec2007 Proceedings*, Freiburg, 19.-20.Juni 2007, S. 182-188.

CHROMAGEN (2008) Homepage der Firma Chromagen Israel [Online].  
Verfügbar unter: <http://www.chromagen.biz> [Aufrufdatum 10. Februar 2008].

CLARIANT (2009) Homepage der Firma Clariant GmbH [Online].  
Verfügbar unter:  
[http://www.clariant.com/C12572280032EFD6/vwLookupDownloads/merkblatt\\_protectogen.pdf/\\$FILE/merkblatt\\_protectogen.pdf](http://www.clariant.com/C12572280032EFD6/vwLookupDownloads/merkblatt_protectogen.pdf/$FILE/merkblatt_protectogen.pdf) [Aufrufdatum 14. Mai 2009].

COLOR (N.N. 2009): *Technische Informationen – SUNCOLOR TS S BLACK* [Broschüre], Firma Color, d.d., Ljubljana (SI).

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (2009). *DIN 4753-3 Trinkwassererwärmer, Trinkwassererwärmungsanlagen und Speicher-Trinkwassererwärmer - Teil 3: Wasserseitiger Korrosionsschutz durch Emaillierung und kathodischer Korrosionsschutz - Anforderungen und Prüfung*. Beuth Verlag GmbH.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (2006). *DIN EN 12975-2:2006 Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren*. Beuth Verlag GmbH.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (2005). *DIN 1055-4:2005 Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 4: Windlasten*. Beuth Verlag GmbH.

DUFFIE J.A. und BECKMAN W.A. (1991) *Solar engineering of thermal processes*. 2. Ausgabe, New York: John Wiley & Sons.

ELLINGHAUS, T. (2007) *Die Förderrampe steht auf grün*, Erneuerbare Energien, 17 (5), S. 66-76.

FREI, U. (1998) Kollektoren in Solarthermischen Systemen, In: 1998 TRISOLAR, Brengenz, 05.-07. Februar 1998

Verfügbar unter: <http://www.solarenergy.ch/publ/kollektoren/trisolar.pdf>

[Aufrufdatum 05. Januar 2009].

HAFNER, B., PLETTNER, J., WEMHÖNER, C. (1999) *CARNOT Blockset: Conventional And Renewable eNergy systems OpTimization Blockset – User's Guide*, Solar-Institut Jülich, Fachhochschule Aachen.

FLÜCKINGER, F. (2007) *Qualitäts-Zertifikat Solarglas NANJ0711100SGZ* [Online]

Verfügbar unter: <http://www.solarenergy.ch/publ/komponenten/NANJ0711100SGZ.pdf>

[Aufrufdatum 14. Mai 2009].

GIECK, K. und GIECK, R. (1995) *Technische Formelsammlung*. 30te Auflage Germering: Gieck Verlag.

GMÜR, M (2002) *Thermosiphon-Kollektorsystem für den Spanischen Markt*, Diplomarbeit, Rapperswil: Hochschule für Technik

Abstract verfügbar unter:

[http://www.hsr.ch/uploads/tx\\_icscrm/m\\_da\\_2002\\_gmuer\\_markus.pdf](http://www.hsr.ch/uploads/tx_icscrm/m_da_2002_gmuer_markus.pdf)

[Aufrufdatum: 12. September 2008].

HÄFNER D. (2009) Focussing on quality. *Sun & Wind Energy*, (06), S. 58-69.

ISO (1995). *ISO 9459-2:1995 Test Methods for Solar Collectors – Part 2: Outdoor Test Methods for System Performance Characterization and Yearly Performance Prediction of Solar-only Systems*, ISO, Schweiz.

ISO (2007). *ISO 9459-5:2007 Test Methods for Solar Collectors – Part 5: System performance characterization by means of whole-system tests and computer simulation*, ISO, Schweiz.

MEYER, J.-P. (2006) Gravity systems worldwide: a question of quality and aesthetics. *Sun & Wind Energy*, (01), S. 29-38.

MORRISON, G. und RANATUNGA, D. (1980) *Thermosyphon circulation in solar collectors*, *Solar Energy*, 24, S. 191–198.

---

MÜLLER-STEINHAGEN, H. (2004) *Prüfbericht Zuverlässigkeit, Dauerhaftigkeit und Wärmeleistung eines Sonnenkollektors 04COL341* [Online]

Verfügbar unter:

<http://www.itw.uni-stuttgart.de/abteilungen/tzs/PDF-Pruefberichte/04col341.pdf>

[Aufrufdatum 01. September 2009].

REMUND, J.; KUNZ, S. und SCHILTER, C. (2006) *METETONORM Version 6.0 Handbook part I*, Bern.

PATANKAR, S. (1980) *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, New York: McGraw-Hill Inc.

RUESCH, F. und BRUNOLD, S. (2009) 20 Jahre Freibewitterung von Kollektorabdeckungsmaterialien. In: 19. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 6-8 Mai 2009.

SAMMLER (N.N. 2008) *Homepage der Firma Sammler Griechenland (Technische Datenblätter)* [Online]

Verfügbar unter: <http://www.sammler.gr/top/tank/s150Model.pdf>

[Aufrufdatum: 14. November 2008].

SHELLER, W. (1985) *Solaranlagen zur Warmwasserbereitung – Analytische Untersuchungen von Thermosiphon- und Pumpenanlagen unter mitteleuropäischen Klimabedingungen*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Hochschule Aachen.

SOLAHART AUSTRALIEN (N.N. 2009) *Homepage der Firma Solahart (Broschüren)* [Online]

Verfügbar unter:

<http://www.solahart.com/files/brochures/KF%20Series%20Brochure.pdf>

[http://www.solahart.com/files/factfiles/Solahart\\_FF\\_006.pdf](http://www.solahart.com/files/factfiles/Solahart_FF_006.pdf)

[http://www.solahart.com/files/factfiles/Solahart\\_FF\\_003.pdf](http://www.solahart.com/files/factfiles/Solahart_FF_003.pdf)

[Aufrufdatum 01. September 2009].

SOLAHART SÜDAFRIKA (N.N. 2007) *Homepage der Firma Solahart Südafrika* [Online]

Verfügbar unter:

<http://www.solahart.co.za/Productsinfo/ProductInformation/tabid/13557/Default.aspx>

[Aufrufdatum 01. September 2009].

THE MATHWORKS (o.J.) *SIMULINK 7 – User's Guide* [Online]

Verfügbar unter:

[http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf\\_doc/simulink/sl\\_using.pdf](http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/pdf_doc/simulink/sl_using.pdf)

[Aufrufdatum 28. August 2009].



---

TRANSFER ELECTRIC (N.N. 2010) Homepage der Firma Transfer Electric  
[Online]

Verfügbar unter: <http://www.transfer-electric.de> [Aufrufdatum 28. August 2009].

TREIKAUSKAS, F.-D. (2005) *A Novel Design of an Absorber for Solar-Thermal Systems with Provision for New Materials and Production Processes*. Transfer Report Leicester (GB): De Monfort University.

UNITED STATES OF AMERICA. CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY (2009) *The world factbook*. [Online]

Verfügbar unter:

<https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/docs/refmaps.html>

[Aufrufdatum 28. August 2009].

VAXMAN, M. and SOKOLOV, M. (1986) *Effects of Connecting Pipes in Thermosyphonic Solar Systems*, *Solar Energy*, 37(5), S. 323-330.

VULCANO (N.N. 2008) *Homepage der Firma Vulcano (Portugal)* [Online]

Verfügbar unter: <http://www.vulcano.pt/index.php?article=785&visual=1&id=89>

[Aufrufdatum 14. November 2008].