



Wärmerohre in Sonnenkollektoren – Wärmetechnische Grundlagen und Bewertung sowie neue Ansätze für die Integration

Abschlussbericht zum Vorhaben

Kurzbezeichnung: HP-Opt

Förderkennzeichen: 0325962A

Laufzeit: 01.06.2010 – 31.05.2013

Steffen Jack und Gunter Rockendorf

November 2013

Gefördert durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU)
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.



Bundesministerium
für Umwelt, Naturschutz
und Reaktorsicherheit

PTJ
Projektträger Jülich
Forschungszentrum Jülich

Antragsteller

Institut für Solarenergieforschung GmbH Hameln

Abteilung Solarthermie
Ansprechpartner: Steffen Jack

Am Ohrberg 1
D-31860 Emmerthal
Tel.: +49(0)5151 999-100
Fax: +49(0)5151 999-500
www.isfh.de



Projektpartner

KBB Kollektorbau GmbH

Ansprechpartner: Stephan Fintelmann

Bruno-Bürgel-Weg 142-144
D-12439 Berlin
Tel.: +49(0)30 6781789-0
Fax: +49(0)30 6781789-55
www.kbb-solar.de



NARVA Lichtquellen GmbH

Ansprechpartner: Dr. Gerhard Mientkewitz

Erzstraße 22
D-09618 Brand-Erbisdorf
Tel.: +49(0)37322 172-00
Fax: +49(0)37322 172-03
www.narva-solar.de



Danksagung

Das Projekt wurde vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt der Veröffentlichung liegt beim Autor. Die fachliche und administrative Projektbegleitung erfolgte durch den Projektträger Jülich (PTJ), namentlich Herrn Dr. Peter Donat. Das Land Niedersachsen hat das Projekt mit seiner Grundfinanzierung des ISFH finanziell unterstützt. Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung ihrer Arbeiten.

Die Projektdurchführung erfolgte in Kooperation mit den Projektpartnern KBB Kollektorbau GmbH, Berlin und NARVA Lichtquellen GmbH+Co.KG, Brand-Erbisdorf. Das ISFH bedankt sich für die erfolgreiche und konstruktive Zusammenarbeit. Ferner haben beide Partner die Forschungsarbeiten des ISFH finanziell unterstützt. Auch dafür bedanken sich die Autoren.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	5
Zusammenfassung	8
1 Einleitung	10
1.1 Wärmerohre in Kollektoren – Stand zum Projektbeginn	11
1.1.1 Eigenschaften von Wärmerohren	11
1.1.2 Einsatz von Wärmerohren in solarthermischen Kollektoren	13
1.1.3 Bewertung des Wärmetransports von Wärmerohren für Kollektoren	16
1.2 Projektziele	17
1.3 Gliederung des Berichts.....	19
2 Marktübersicht	20
2.1 Wärmerohrentwicklung für Anwendungen in der Solarthermie.....	20
2.2 Kommerziell verfügbare Kollektoren mit Wärmerohren	21
2.3 Marktgröße und -anteile von Kollektoren mit Wärmerohren	24
3 Messtechnische Bewertungsverfahren für Wärmerohre und Sammler	26
3.1 Prüfstand zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren.....	27
3.1.1 Anforderungsprofil und Konzept	27
3.1.2 Messaufbau und -verfahren	29
3.2 Prüfstand zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern	35
3.2.1 Anforderungsprofil und Auslegung.....	35
3.2.2 Messaufbau und –verfahren	36
3.3 Wärmerohr-Schnelltest	40
3.3.1 Anlauffemperaturdifferenz als Bewertungskriterium	40
3.3.2 Schnelltest-Prüfstand.....	42
3.4 Ausheizöfen für thermische Belastungstests	44
4 Eigenschaften kommerzieller Wärmerohrlösungen für Kollektoren	45
4.1 Wärmetransportverhalten von Wärmerohren.....	45
4.1.1 Thermische Leitwerte.....	46
4.1.2 Inertgasproblematik	51
4.1.3 Leistungsübertragungsgrenzen	55
4.2 Wärmetransportverhalten von Sammlern	61
4.3 Wärmetransportverhalten von Kollektoren mit Wärmerohren	66
4.3.1 Thermische Anbindung des Wärmerohrs an die Absorberoberfläche	67
4.3.2 Nutzwärmestrompfade kommerzieller VRK mit Wärmerohren	69
4.4 Gebrauchsdauertauglichkeit von Kollektoren mit Wärmerohren.....	72
4.4.1 Untersuchung zur Frostsicherheit von Wärmerohren	72
4.4.2 Temperaturbelastung im Betrieb und bei Stagnation.....	75
5 Wärmerohrfertigung am ISFH	84
5.1 Befüllen von Wärmerohren	85
5.1.1 Mögliche Prozessschritte	85
5.1.2 Befüllrichtungen am ISFH	86
5.2 Beschreibung und Bewertung der Wärmerohr-Prototypen	88
6 Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren und Sammlern ...	90
6.1 Modellierung des thermischen Leitwerts von Gravitationswärmerohren.....	91

6.1.1	Modellierungsansatz	91
6.1.2	Beschreibung und Validierung des Modells	93
6.2	Analyse der Einflussgrößen auf den thermischen Leitwert	97
6.3	Modellierung und Analyse der Leistungsübertragungsgrenzen von Gravitationswärmerohren	102
6.3.1	Modellierung und Analyse der Wechselwirkungsgrenze	103
6.3.2	Modellierung und Analyse der Austrocknungsgrenze	108
6.4	Modellierung von Sammlern	116
6.4.1	Modellierungsansatz und Validierung	117
6.4.2	Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern	119
7	Optimierungsansätze für Wärmerohrlösungen in Vakuumröhrenkollektoren	125
7.1	Optimierungspotentiale	125
7.2	Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit der Wärmerohre	128
7.2.1	Optimierter Kondensationswärmeübergang	128
7.2.2	Neue Arbeitsmedien zur Temperaturbegrenzung	132
7.3	Kupfersubstitution durch Aluminium-Wärmerohre	136
7.4	Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit von Sammlern	142
7.4.1	Optimierter Wärmeübergang im Sammler	142
7.4.2	Alternative Wärmeleitpasten	145
8	Integration von Wärmerohren in Flachkollektoren	147
8.1	Die Frage der Machbarkeit und Konzeption	147
8.2	Auslegung der Wärmerohr- und Sammlerkonfiguration	151
8.3	Konstruktion der Flachkollektor-Prototypen	155
8.4	Messtechnische Bewertung der Wärmetransporteigenschaften der Kollektoren	157
8.4.1	Konversionsfaktoren und interne Leitwerte	158
8.4.2	Kollektorwirkungsgradkurven und Abschaltverhalten	162
9	Material- und Kostenaspekte	167
9.1	Auswahl und Auslegung von Arbeitsmedium und Rohrwandmaterial	167
9.2	Kostenreduktionspotentiale durch Kupfersubstitution	170
9.3	Kostenreduktionspotentiale durch vereinfachte Anlagentechnik	172
10	Veröffentlichungen	177
11	Verwertbarkeit der Ergebnisse	179
11.1	Bewertungs- und Auslegungsverfahren	179
11.2	Optimierte Wärmerohrlösungen für VRK	179
11.3	Integration von Wärmerohren in FK	180
11.4	Material- und Kostenaspekte	180
11.5	Schutzrechtsanmeldungen	181
11.6	Industrielle Entwicklung	181
Anhang	182
A	Messunsicherheitsbetrachtung	182
Literatur	184

Nomenklatur

Lateinische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	m^2
a_1	spezifischer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
a_2	temperaturabhängiger spezifischer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(m^2 \cdot K^2)$
c_p	spezifische Wärmekapazität	$J/(kg \cdot K)$
C_W	Stoffparameter bzgl. Wechselwirkung	-
d	Durchmesser	m
f_φ	Winkelfaktor	-
f_p	Primärenergiefaktor	-
F'	Kollektorwirkungsgradfaktor	-
F_B	Benetzungsfaktor	-
G	Bestrahlungsstärke	W/m^2
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
l	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/h
p	Druck	Pa
\dot{Q}	Leistung	W
\dot{q}	flächenspezifische Leistung	W/m^2
\dot{Q}^*	Leistung bezogen auf Lauflänge	W/m
r	Radius	m
T	Temperatur	$^\circ C$
T_{krit}	kritische Temperatur	$^\circ C$
$T_{schmelz}$	Schmelztemperatur	$^\circ C$
T_{umg}	Umgebungstemperatur	$^\circ C$
U	thermischer Leitwert	W/K
U^*	thermischer Leitwert bezogen auf Lauflänge	$W/(m \cdot K)$
U_{int}	interner Leitwert (des Nutzwärmestrompfads des Kollektors)	$W/(m^2 \cdot K)$
U_{Verl}	thermischer Verlustkoeffizient (des Kollektors)	$W/(m^2 \cdot K)$
V	Volumen	m^3
v	Geschwindigkeit	m/s
x_g	Dampfgehalt	-
z	Kondensatfilmbreite	m

Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$	effektives Transmissions-Absorptionsprodukt	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² ·K)
α_{abs}	Absorptionsgrad	-
Δh	Verdampfungsenthalpie	J/kg
ΔT	Temperaturdifferenz	K
η	Wirkungsgrad	-
η_0	Konversionsfaktor	-
η_f	dynamische Viskosität des Kondensats	Pa·s
η_g	dynamische Viskosität des Dampfs	Pa·s
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	mechanische Spannung	N/m ²
τ	Transmissionsgrad	-
φ	Winkel (0° entspricht horizontal)	°

Indizes

Symbol	Bezeichnung
a	außen
Abs	absorbiert, Absorber
AM	Arbeitsmedium Wärmerohr
AT	Austrocknungsgrenze
aus	Austritt
eff	effektiv
ein	Eintritt
f	flüssige Phase
Finne	Absorberfinne
Fluid	Solarkreisfluid, Thermostatkreisfluid
g	Gasphase
i	innen, Laufindex
Kali	kalibriert
Koll	Kollektor
Kond	Kondensator

max	maximal
Nutz	Nutzen
p	primärenergetisch
Sam	Sammler
Schall	Schallgeschwindigkeitsgrenze
Trans	Transportzone
Verb	Verbindung
Verd	Verdampfer
Verl	Verlust
Vis	Viskositätsgrenze
WLP	Wärmeleitpaste
WR	Wärmerohr
WW	Wechselwirkungsgrenze
zu	zugeführt
zul	zulässig

Zusammenfassung

Die Verwendung von Wärmerohren (engl. heat pipes) in Kollektoren bietet gegenüber direkt durchströmten Kollektoren den Vorteil einer einfacheren hydraulischen Verschaltung des Solarkreises mit geringerem Druckverlust bei gleichzeitiger Minderung der Anlagenbelastung im Stagnationsfall. Der Einsatz von Wärmerohren kann also zu einfacheren und sicheren Solarwärmeanlagen führen. Die Optimierungspotentiale der Technologie und damit die möglichen Vorteile sind allerdings noch nicht ausgeschöpft bzw. zum Teil nicht bekannt.

Im Rahmen des am ISFH durchgeführten Forschungsvorhabens „Wärmerohre in Sonnenkollektoren – Wärmetechnische Grundlagen, Bewertung und neue Ansätze für die Integration“ sind Wärmerohrlösungen in Kollektoren grundsätzlich analysiert, Auslegungsverfahren und Optimierungspotentiale erarbeitet und die Integration von Wärmerohren in Flachkollektoren untersucht worden. Der vorliegende Bericht fasst die Ergebnisse zusammen.

Zunächst sind neuartige Prüfstands aufgebauten zur messtechnischen Bewertung von Wärmerohren sowie Sammlern konzipiert, ausgelegt und umgesetzt worden. Damit stehen jetzt neuartige Prüfverfahren für normierbare Bewertungsmethoden zur Verfügung. Mittels der Prüfstände sind verschiedene marktübliche Wärmerohre sowie Sammler bzgl. ihrer Wärmetransporteigenschaften untersucht worden. Grundlegend zeigen die Ergebnisse, dass die thermischen Widerstände von Wärmerohren und Sammlern in ähnlicher Größenordnung liegen, und damit beide Komponenten relevanten Einfluss auf den Nutzwärmestrompfad von Kollektoren haben. Im Gegensatz zu direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren (VRK) mit Einfachglas und flachem Absorber (interne Leitwerte des Nutzwärmestrompfads zwischen 80 und 100 W/m²K) liegen die internen Leitwerte von VRK mit Wärmerohren zwischen 20 und 50 W/m²K. Dies begründet den im Vergleich zu direkt durchströmten VRK um ein bis vier Prozentpunkte geringeren Konversionsfaktor.

Zusätzlich gibt es verschiedene physikalische Effekte, die die maximal übertragbare Leistung von Wärmerohren einschränken. Die Kenntnis über diese Leistungsgrenzen ist relevant, da eine Anpassung der Leistungsübertragungsgrenzen bei höheren Temperaturen zu einer Minderung der Kollektorstagnationstemperatur führen kann. Diese Technologie wird bereits in marktüblichen VRK eingesetzt, wobei mit Hilfe von organischen Wärmeträgern die Stagnationstemperatur auf 160°C begrenzt wird. Typische marktübliche Wärmerohre mit Wasser als Arbeitsmedium sind hingegen für eine Stagnationstemperaturminderung ungeeignet.

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen sind Modellierungen und Optimierungspotentiale für Wärmerohre und Sammler in VRK erarbeitet worden. So ist ein Modell zur Berechnung des thermischen Leitwerts von Wärmerohren im Betriebsbereich erstellt worden. Es konnte gezeigt werden, dass die Haupteinflussgröße auf den thermischen Leitwert von Wärmerohren für Sonnenkollektoren der Kondensationswärmeübergang ist. Zusätzlich sind Modelle für die relevanten Leistungsübertragungsgrenzen erarbeitet worden. Mittels dieser Modelle sind neue Arbeitsmedien bewertet worden, die eine Stagnationstemperaturbegrenzung bei gleichzeitig hohem thermischem Leitwert ermöglichen.

Die Optimierungsansätze sind nunmehr durch Fertigung und Vermessung von verbesserten Wärmerohrprototypen bestätigt worden. Dazu sind Befüllleinrichtungen für Wärmerohre konzipiert und umgesetzt worden, die eine Fertigung qualitativ hochwertiger Wärmerohrprototypen im Labormaßstab ermöglichen.

Zur Analyse der Wärmeübertragungsvorgänge im Sammler ist die numerischen Strömungssimulationssoftware ANSYS CFD eingesetzt worden. Die thermischen Einzelwiderstände der Wärmeleitpaste und des Wärmeübergangs in das Fluid sind analysiert worden. Die (nicht degradierte) Wärmeleitpaste hat einen untergeordneten Einfluss auf die Wärmetransportfähigkeit des Sammlers, wohingegen der Wärmeübergang in das Solarkreisfluid und damit die Fläche, die für diesen zur Verfügung steht, wesentlich sind.

Des Weiteren ist ein Laborfertigungsverfahren für Aluminium-Wärmerohre entwickelt und die Gebrauchstauglichkeit und Wärmetransportfähigkeit zum Einsatz in Kollektoren nachgewiesen worden. Durch Wärmerohre mit Aluminium als Rohrmaterial und organischen Arbeitsmedien wird nunmehr eine weitreichende Kupfersubstitution in Kollektoren möglich.

Mit den erarbeiteten Bewertungs- und Auslegungsverfahren für Wärmerohre und Sammler ist die Integrationsmöglichkeit von Wärmerohrlösungen mit organischen Arbeitsmedien in Flachkollektoren (FK) untersucht worden. Darauf folgend sind mehrere FK-Prototypen konstruiert und im Sonnensimulator des ISFH vermessen worden. Die Konversionsfaktoren lagen abhängig von Neigungswinkel und Massenstrom im Bereich zwischen 0,69 und 0,76. Die innerhalb der Auslegung berechnete Begrenzung der Stagnationstemperatur auf 140°C konnte bestätigt werden. Damit ist die Machbarkeit der Integration von Wärmerohren in FK aufgezeigt worden. Es handelt sich bei der entwickelten Technologie um eigensicher die Stagnationstemperatur begrenzende FK. Gleichzeitig konnte durch die Verwendung von Aluminium-Wärmerohren eine Minimierung des Kupfereinsatzes erreicht werden. Da das Solarkreisfluid durch Kupfer-Sammelrohre fließt, ist Korrosion im Solarkreis entgegen anderen Technologieansätzen weiterhin ausgeschlossen.

Grundlegend sieht der Ansatz von abschaltenden Kollektoren vor, die Komplexität aus dem Solarkreis in den Kollektor zu transferieren. Durch die Nutzung der Austrocknungsgrenze von Gravitationswärmerohren mit organischen Arbeitsmedien können im Stagnationsfall die Temperaturen im Sammler signifikant gesenkt und Dampfbildung vermieden werden. Dies kann zu möglichen Systemvereinfachungen führen. Innerhalb beispielhafter Betrachtungen ist gezeigt worden, dass eine Anlageninstallation durch Verwendung abschaltender Kollektoren deutlich preiswerter sein kann. Bei Kleinanlagen (Ein- und Zweifamilienhausanlagen) gehen wir von einem Kostenreduktionspotential für die Solaranlage von ca. 25% aus.

Die Verwendung von abschaltenden Kollektoren mit Wärmerohren kann also zu Einsparungen führen, die weit über die möglichen Einsparpotentiale von kostengünstigeren Kollektoren hinausgehen. Die Systeme werden einfacher, was den Installateur entlastet und zuverlässiger, was das Risiko senkt und die Erträge sichert. Wärmerohre in Kollektoren stellen damit eine mögliche Schlüsseltechnologie zur Vereinfachung und Kostenreduktion von solarthermischen Anlagen dar.

1 Einleitung

Weltweit herrscht eine dynamische Entwicklung der Solarwärmemärkte, wobei diese insbesondere in China, Indien, der Türkei und Brasilien stark wachsen. Die Entwicklung der europäischen Solarwärmemärkte hingegen stagniert in den letzten Jahren bis auf wenige Ausnahmen [Welling 2013]. Gleichzeitig ist zu erkennen, dass außerhalb Europas hauptsächlich einfache Solarwärmeanlagen mit Naturumlaufsystemen installiert werden, wohingegen z. B. in Deutschland fast ausschließlich komplexere Systeme für Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung mit Zwangsumlauf vorzufinden sind. Die hohe Komplexität bedingt sich z. B. durch hohe Temperaturbelastungen im Stagnationsfall und aufwendiger hydraulischer Verschaltung des Solarkreises (Stichwort hydraulischer Abgleich). Die aufwendige Systemtechnik führt nach [Hafner 2013] dazu, dass Installationsbetriebe hohe Sicherheitsaufschläge aufgrund der Störanfälligkeit der Anlagen verlangen. [Thür 2011] zeigt zudem, dass ein zu geringer Anteil an Solar-Kombianlagen die schaffbaren Energieeinsparungen liefert. Damit führen u. a. die Unsicherheiten beim Installateur zu hohen Anlagenpreisen sowie die Unsicherheiten beim Verbraucher zu verringertem Absatz.

Solarthermische Kollektoren lassen sich in „direkt durchströmte Kollektoren“ und „Kollektoren mit Wärmerohren“ unterteilen. Die Verwendung von Wärmerohren (engl. heat pipes) in Kollektoren bietet gegenüber direkt durchströmten Kollektoren den Vorteil einer einfacheren hydraulischen Verschaltung des Solarkreises mit geringerem Druckverlust bei gleichzeitiger Minderung der Anlagenbelastung im Stagnationsfall. Die Komplexität der Anlage wird quasi in den Kollektor transferiert. Der Einsatz von Wärmerohre führt also zu vereinfachten und sicheren Solarwärmeanlagen, womit ein deutlicher Beitrag zum Marktwachstum der Solarwärme und damit zum Erreichen der Klimaschutzziele geleistet werden kann.

Die Entwicklung von Wärmerohrlösungen für Sonnenkollektoren begann vor ca. 30 Jahren; allerdings ist der Einsatz auch derzeit fast ausschließlich auf Vakuumröhrenkollektoren begrenzt, und die am Markt verfügbaren technologischen Lösungen ähneln sich stark bezüglich Wärmerohrgeometrie, -material und Füllmedium. Es liegen bislang nur wenige Publikationen über das Wärmetransportverhalten von Wärmerohr-Sammlerlösungen für Kollektoren vor und die Optimierungspotentiale der Technologie und damit die möglichen Vorteile für das Solarwärmesystem sind nicht ausgeschöpft bzw. zum Teil nicht bekannt.

Der vorliegende Bericht präsentiert die Ergebnisse des Forschungsvorhabens „Wärmerohre in Sonnenkollektoren – Wärmetechnische Grundlagen und Bewertung sowie neue Ansätze für die Integration“. Im Rahmen des Projekts sind die Einflüsse der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren und Sammlern auf die wärmetechnische Funktionsweise von Sonnenkollektoren untersucht worden. Neben einer grundsätzlichen Bewertung der Wärmetransportvorgänge sowie Fragen zur Gebrauchsdauertauglichkeit stehen Modellierungen und Optimierungsansätze für Wärmerohre und Sammler in Vakuumröhrenkollektoren sowie deren Integration in Flachkollektoren im Fokus. Zusätzlich werden Kostenreduktionspotentiale durch Verwendung der Wärmerohrtechnologie diskutiert. Damit liefert dieser Bericht einen grundsätzlichen Beitrag zum Verständnis der Wärmetransportvorgänge sowie zu Optimierungsansätzen von Wärmerohrlösungen für Kollektoren, womit die Vereinfachung der Systemtechnik vorangetrieben und schlussendlich die Verbreitung von Solarwärmeanlagen unterstützt werden kann.

1.1 Wärmerohre in Kollektoren – Stand zum Projektbeginn

1.1.1 Eigenschaften von Wärmerohren

Das Wärmerohr als zweiphasiges Wärmetransportelement wurde bereits 1836 von Jacob Perkins im Vereinigten Königreich unter dem Namen „Perkins tube“ patentiert. Es handelte sich um einen zweiphasigen Thermosiphon (Gravitationswärmerohr) mit Wasser als Arbeitsmedium. 1942 wurde ein weiterentwickeltes Wärmerohr von Richard Gaugler als Patent angemeldet. Hierbei handelte es sich um ein Kapillarwärmerohr, was im ursprünglichen Anwendungsfeld, dem Kühlschranks, entgegen der Schwerkraft wirkend eingesetzt werden sollte. Die Entwicklung von lageunabhängigen Kapillarkraftwärmerohren wurde aufgrund von Wärmetransportproblemen in der Raumfahrt ab den 60er Jahren des letzten Jahrhunderts intensiviert, was sich auch in der Einrichtung regelmäßig stattfindender Konferenzen widerspiegelte [Groll 1973], [JAHP 1985]. Ein steigendes Interesse für Wärmetransportlösungen auf der Erde in den Bereichen Wärmerückgewinnung und Sonnenenergie führte später zu verstärkten Forschungsanstrengungen zum Thema Gravitationswärmerohre. Heute werden Wärmerohre neben der Anwendung in Sonnenkollektoren in einer Vielzahl von Bereichen vorwiegend zu Kühlung eingesetzt. Die Anwendungsgebiete reichen von der Bauteilkühlung in der Elektrotechnik über die Kühlung von Permafrostböden im Ölpipelinebau bis hin zur Schaufelkühlung in Turbinen.

Wärmerohre sind typischerweise evakuierte Metallrohre, die mit einer bestimmten Menge an Arbeitsmedium befüllt sind. Im isothermen Ruhezustand bei Temperaturen zwischen Schmelz- und kritischer Temperatur des Arbeitsmediums befindet sich das Medium im Nassdampfzustand (Dampfdruckkurve). Der temperaturabhängige Dampfgehalt kann über

$$x_g = \frac{m_g}{m} = \frac{m_g}{m_g + m_f} = \frac{V_{WR} / m - 1 / \rho_f}{1 / \rho_g - 1 / \rho_f} \quad (1.1)$$

mit dem Innenvolumen des Wärmerohrs V_{WR} , Masse m_g sowie Dichte ρ_g des Dampfes und Masse m_f sowie Dichte ρ_f der flüssigen Phase ermittelt werden. Der vorherrschende Druck kann über die Dampfdruckkurve des jeweiligen Arbeitsmediums bestimmt werden.

Bei Betrieb – also bei einer aufgetragenen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator des Wärmerohrs – findet ein selbsttreibender zweiphasiger Kreisprozess mit Phasenwechsel zwischen flüssiger und gasförmiger Phase statt. Dabei wird im Verdampfer bei Wärmezufuhr das Arbeitsmedium verdampft und im Kondensator, definiert durch die äußere Wärmesenke, wieder kondensiert. Durch die große Dichteänderung bei Kondensation und damit Volumenänderung entsteht eine Druckdifferenz und es strömt Dampf vom Verdampfer in den Kondensator nach. Das Kondensat fließt getrieben durch verschiedene mögliche Triebkräfte zurück in den Verdampfer. Wärmerohre lassen sich also über die Art der Triebkraft der Kondensatrückführung klassifizieren. Die beiden wichtigsten Triebkräfte sind die Gravitationskraft und die Kapillarkraft. Nach [Reay 2006] können für weitere Wärmerohrtypen auch Zentripetalkraft, elektrokinetische Kräfte, magnetische Kräfte oder osmotische Kräfte zur Kondensatrückführung genutzt werden. Abbildung 1.1 zeigt schematisch das Funktionsprinzip eines Gravitationswärmerohrs.

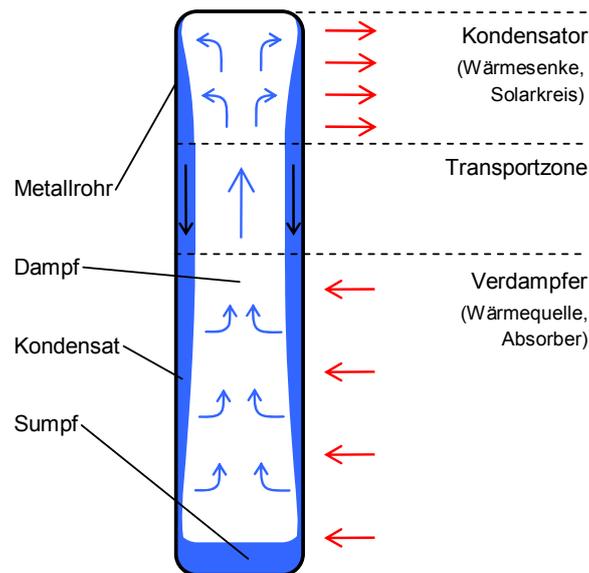


Abbildung 1.1: Funktionsprinzip eines Gravitationswärmerohrs, Kondensation des Arbeitsmediums im Bereich der Wärmesenke und Verdampfung im Bereich der Wärmequelle

Wärmerohre können durch Wahl des Arbeitsmediums eine große Bandbreite an Betriebstemperaturen abdecken. Durch den benötigten Phasenwechsel zwischen flüssiger und gasförmiger Phase liegen die minimale Betriebstemperatur bei der Schmelztemperatur und die maximale Betriebstemperatur bei der kritischen Temperatur des Arbeitsmediums. Das heißt, dass je nach verwendetem Medium ein bestimmter Betriebsbereich vorliegt. Damit begründet sich auch die Wahl des Arbeitsmediums. So kann ein Wärmerohr bei Verwendung von Wasserstoff bei wenigen Kelvin arbeiten und ein Wärmerohr mit Wasser als Arbeitsmedium wird zwischen 0°C und $373,9^{\circ}\text{C}$ Leistung übertragen können. Bei Verwendung von Metallen wie z. B. Silber kann die Betriebstemperatur mehrere tausend Kelvin betragen.

Wie aus Abbildung 1.1 hervorgeht, ist es entscheidend, dass im Wärmerohr über die gesamte Länge des Verdampfungsbereichs ein Kondensatfilm vorhanden ist, aus dem heraus die Verdampfung und damit der Wärmetransport stattfinden. Wenn das Kondensat vor Erreichen des Bodens des Wärmerohrs vollständig verdunstet ist, trocknet der untere Teil des Verdampfers aus und es wird in diesem Bereich keine Wärme übertragen. Dann stehen Teile des Verdampfers nicht mehr für den zweiphasigen Kreisprozess zur Verfügung, was zu einer Begrenzung der übertragbaren Leistung führt. Weitere thermodynamisch bedingte Betriebszustände können ebenfalls die übertragbare Leistung begrenzen. Damit gibt es verschiedene physikalische Effekte, die die maximal übertragbare Leistung von Wärmerohren einschränken (Leistungsübertragungsgrenzen). Abbildung 1.2 stellt exemplarisch die Leistungsgrenzen für Gravitationswärmerohre dar. Die Kenntnis dieser ist zur Wärmerohrdimensionierung relevant, da die Leistungsgrenzen temperaturabhängig sind und je nach Anwendungsfall im Betriebstemperaturbereich ausreichend Wärme transportiert werden muss.

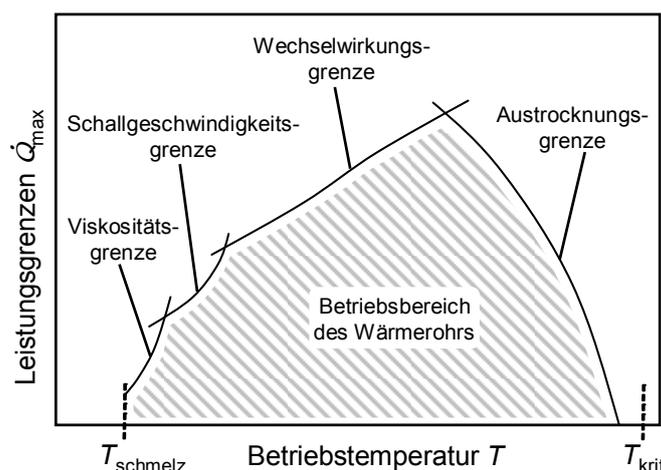


Abbildung 1.2: Durch Schmelztemperatur und kritische Temperatur des Arbeitsmediums sowie durch Leistungsübertragungsgrenzen eingeschränkter Betriebsbereich von Gravitationswärmerohren in Anlehnung an [Faghri 1995]

Innerhalb des Betriebsbereichs – der durch temperaturabhängige Leistungsgrenzen eingeschränkt wird – besitzen Wärmerohre aufgrund der Ausnutzung der Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmediums ein großes Wärmetransportvermögen bereits bei kleinen Temperaturdifferenzen. Trotzdem sind der thermische Widerstand und damit die Entstehung einer Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator des Wärmerohrs bei Wärmeübertragung in vielen Anwendungen nicht zu vernachlässigen. Der thermische Widerstand von Wärmerohren wird u. a. durch Wärmeleitung in der Rohrwand sowie Phasenwechselwärmeübergänge beeinflusst. Die Kenntnis über das Wärmetransportverhalten innerhalb des Betriebsbereichs ist damit ebenfalls von Interesse.

1.1.2 Einsatz von Wärmerohren in solarthermischen Kollektoren

Wärmerohre für den Einsatz in Sonnenkollektoren besitzen einen langen Verdampferbereich und einen nur sehr kurzen Kondensator, womit sie sich deutlich von klassischen Wärmerohren unterscheiden, die oft gleich oder ähnlich große Verdampfer- und Kondensatorbereiche besitzen. Innerhalb von Kollektoren stellen sie damit bezogen auf das Flächenverhältnis von Verdampfer zu Kondensator stark konzentrierende Wärmeübertrager dar. Diese spezifische Eigenschaft hat sowohl auf die Leistungsgrenzen als auch auf den thermischen Widerstand von Wärmerohren Einfluss. Es handelt sich bei Wärmerohren für solarthermische Kollektoren typischerweise um kostengünstige Gravitationswärmerohre. Ihr Einsatz ist zurzeit fast ausschließlich auf Vakuumröhrenkollektoren (VRK) begrenzt. Kapitel 2 gibt eine Übersicht über die derzeit kommerziell verfügbaren Kollektoren mit Wärmerohren inklusive der Beschreibung der Art der Wärmerohrlösungen. Abbildung 1.3 zeigt schematisch den Anwendungsfall von Wärmerohren im Kollektor sowie ein thermisches Ersatzschaltbild des Kollektors zur Verdeutlichung des Einflusses von Wärmerohr und Sammler auf die thermischen Eigenschaften des Kollektors.

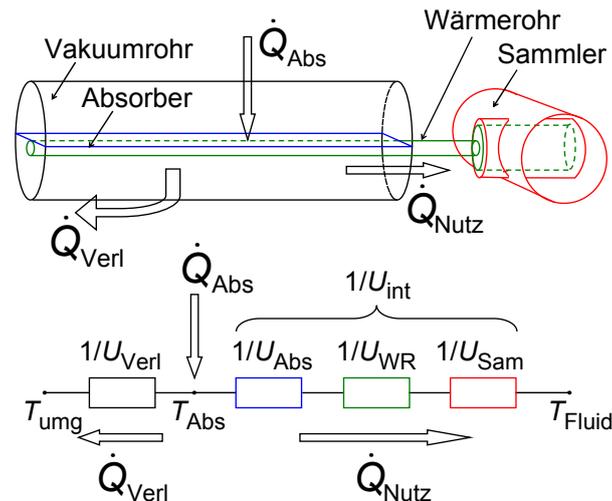


Abbildung 1.3: Schematischer Aufbau und thermisches Ersatzschaltbild von Wärmerohr und Sammler im Kollektor

Die am Absorber in einen Wärmestrom gewandelte Solarstrahlung \dot{Q}_{abs} teilt sich bekanntermaßen auf in Verlustwärmeströme \dot{Q}_{Verl} und den Nutzwärmestrom \dot{Q}_{Nutz} . Die Wärmeröhre dienen dem Wärmetransport von Absorber zu Solarkreisfluid und sind damit Teil des Nutzwärmestrompfads, dessen thermische Güte über den internen Leitwert U_{int} beschrieben werden kann. Das Wärmerohr stellt damit eine thermische Entkopplung zwischen Absorber und Solarkreisfluid dar, welches in diesem Fall nur durch die Sammelleitung des Kollektors fließt. Daraus ergeben sich gegenüber direkt durchströmten Kollektoren grundsätzliche Vorteile:

- Im Stagnationsfall¹ macht sich der einseitige Anschluss direkt durchströmter VRK in Bezug auf das Entleerungsverhalten ungünstig bemerkbar, so dass in Verbindung mit der hohen Leistungsfähigkeit beim Beginn der Stagnation eine sehr starke Belastung von Wärmeträger und Solarkreis auftritt. Die temperaturabhängigen Leistungsübertragungsgrenzen eines Wärmerohrs können – richtig ausgelegt – zur Minderung der Stagnationstemperatur genutzt werden, da bei erhöhten Temperaturen nur noch geringe Wärmeströme durch die Wärmeröhre übertragen werden. Dampferzeugung und Wärmeträgerbelastung im Solarkreis werden deutlich reduziert, während sich der Absorber auf (nahezu) Stagnationstemperaturniveau befindet. Selbst wenn im Stagnationsfall Verdampfung auftritt, ist eine Entleerung des Wärmeübertragers am Sammler des Kollektors deutlich unproblematischer als eine Entleerung eines komplexen durchströmten Kollektorfelds mit eingeschlossenen Flüssigkeitssäcken.
- VRK sind aufgrund der Röhrenstruktur kleinteilig, was die Verschaltungsproblematik bei direkt durchströmten Röhren erhöht; sie werden zudem häufig aufgrund ihrer Leistungsfähigkeit bei erhöhten Temperaturen betrieben, was die Gefahr einer partiellen

¹ Der Stagnationsfall tritt ein, wenn aufgrund von fehlender Last oder Stromausfalls die Pumpe des Solarkreises ausschaltet und der Kollektor damit keine Nutzleistung mehr abführt. Die Kollektortemperatur steigt an und Verdampfung des Wärmeträgers kann einsetzen.

Stagnation² erhöht. Das Wärmerohr konzentriert die Wärme aus der Absorberfläche auf den Kondensator bzw. die Kondensatoren. Somit kann der Sammler, in dem das Solarfluid fließt, aus einer Linearanordnung bestehen, was die hydraulische Komplexität deutlich reduziert. Der Solarkreis kann damit hydraulisch sehr viel besser ausgelegt werden, da Parallelverschaltungen entweder weitgehend vermieden werden oder einfacher abgeglichen werden können. Somit können Wirkungsgradeinbußen aufgrund ungleichmäßiger Durchströmung und ggf. daraus resultierender partieller Stagnation vermieden werden.

- Durch das Schwerkraftprinzip entsteht eine Diodenwirkung, die einen Wärmetransport vom Solarkreis an den Absorber fast vollständig unterbindet. Damit kann die Frostsicherung in Solarkreisen durch aktive Regelungen realisiert werden, z. B. durch Umpumpen aus dem warmen Bereich hinaus in den frostgefährdeten Bereich. Aufgrund der Diodenwirkung ist der Wärmeverlust des Kollektorfelds nur auf die konventionell gedämmten Rohrleitungen und den Sammler des Kollektors begrenzt. Wasser könnte als Wärmeträger im Solarkreis eingesetzt werden.

Grundsätzlich ist ein Wärmerohr allerdings ein zusätzlicher zwischen Absorber und Solarkreis zwischengeschalteter hermetisch dichter und thermisch angetriebener Kreislauf, der zunächst einen erhöhten Aufwand mit sich bringt. So ist das Wärmerohr in den Schritten Apparatefertigung, Evakuierung, Befüllung und Verschließen zu erstellen. Der Wärmeübertrager an den Solarkreislauf (Sammler) muss ebenso erstellt werden (Materialbedarf und Rohrbearbeitungsaufwand). Somit ist der Kostenaspekt gegenüber direkt durchströmten solarthermischen Kollektoren zu berücksichtigen.

Zudem können Wärmerohre thermische Leistung nur bedingt effizient übertragen womit das Wärmerohr ebenso wie der Sammler zusätzliche thermische Widerstände im Nutzwärmestrompfad des Kollektors darstellen (siehe Abbildung 1.3). Diese zusätzlichen thermischen Widerstände führen typischerweise zu einer Wirkungsgradminderung von VRK von ein bis vier Prozentpunkten. Um einen hohen Kollektorwirkungsgrad zu erzielen, muss der Widerstand des Wärmerohrs weitestgehend minimiert und durch geeignete Konstruktion des Sammlers kompensiert werden. Die Kollektorwirkungsgradgleichung nach [EN 12975-2]

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{\Delta T}{G} - a_2 \cdot \frac{\Delta T^2}{G} \quad (1.2)$$

mit den Verlustkoeffizienten a_1 und a_2 , der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Solarfluidtemperatur und Umgebungstemperatur ΔT und der Bestrahlungsstärke G beinhaltet den Konversionsfaktor

$$\eta_0 = (\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot F' \quad (1.3)$$

der den Kollektorwirkungsgrad für $\Delta T = 0$ angibt und der von den optischen Eigenschaften und Wechselwirkung von Abdeckung und Absorber beschrieben über das Transmissions-

² Partielle Stagnation ist lokale Verdampfung des Wärmeträgers in der Regel in ungünstig durchströmten Bereichen des Kollektorfelds, während zeitgleich die Pumpe in Betrieb ist und aus dem Kollektorfeld Nutzwärme abgeführt werden kann.

Absorptionsprodukt $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$ und dem Kollektorwirkungsgradfaktor F' abhängig ist. Nach

$$F' = \frac{U_{\text{int}}}{U_{\text{int}} + U_{\text{Verl}}} \quad (1.4)$$

stellt sich dar, dass der Kollektorwirkungsgradfaktor F' ein Verhältnis von Nutz- zu Gesamtwärmestrom angibt. Damit können mit dem internen Leitwert

$$U_{\text{int}} \cdot A_{\text{Abs}} = \frac{1}{\frac{1}{U_{\text{Abs}}} + \frac{1}{U_{\text{WR}}} + \frac{1}{U_{\text{Sam}}}} \quad (1.5)$$

mit der Einheit $\text{W/m}^2\text{K}$ bezogen auf die Absorberfläche die Einflüsse des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs U_{WR} und des thermischen Leitwert des Sammlers U_{Sam} (als Kehrwerte der thermischen Widerstände mit der Einheit W/K) auf den Konversionsfaktor beschrieben werden. Abbildung 1.4 veranschaulicht qualitativ den leicht geringeren Kollektorwirkungsgrad von Kollektoren mit Wärmerohren im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren. Des Weiteren ist neben dem geringeren Wirkungsgrad auch der wesentliche mögliche Vorteil einer Begrenzung der Stagnationstemperatur am Solarkreisfluid dargestellt.

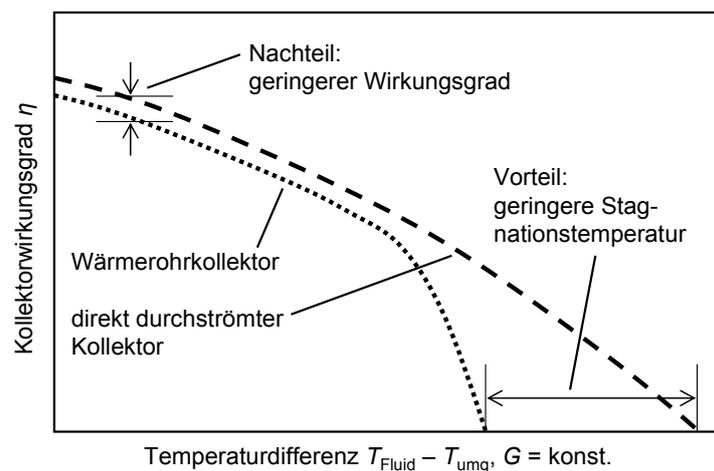


Abbildung 1.4: Qualitativer Vergleich von Kollektorwirkungsgradkurven von Wärmerohrkollektoren und direkt durchströmten

1.1.3 Bewertung des Wärmetransports von Wärmerohren für Kollektoren

Die beiden bedeutendsten Monografien zum Thema Wärmerohre sind [Faghri 1995] sowie [Reay 2006], die je nach Wärmerohrbauart in unterschiedlichem Umfang veröffentlichte Ergebnisse zusammenfassen. Der thermische Widerstand von Gravitationswärmerohren ist maßgeblich von Kondensations- und Verdampfungswärmeübergängen im Wärmerohr beeinflusst. Die grundlegende Arbeit hierzu stellt die Nusselt'sche Wasserhauttheorie dar [Nusselt 1916], auf der verschiedene andere Arbeiten wie z. B. [Spendel 1984] und [Hussein 2001] aufbauen. Hier ist insbesondere [Gross 1991] zu nennen, der viele veröffentlichte experimentelle Ergebnisse zur Bildung von Korrelationsgleichungen herangezogen hat, womit die bis dato umfassendste Beschreibung der Wärmeübergänge in Wärmerohren vor-

liegt. Die Leistungsübertragungsgrenzen von Standard-Gravitationswärmerohren sind ebenfalls Gegenstand einer Vielzahl von Veröffentlichungen. Neben vielen Veröffentlichungen mit Beschreibungen einzelner Phänomene sowie Modellbildungen dazu bieten [Bezrodny 1994], [Riffat 2002] sowie [Park 2002] einen Überblick. Die Gemeinsamkeit dieser Arbeiten ist, dass sie sich grundsätzlich auf Standardgeometrien von Gravitationswärmerohren beziehen. Die Anwendbarkeit der veröffentlichten Modelle auf die spezifische Geometrie von Gravitationswärmerohren in Sonnenkollektoren ist dabei nicht geklärt.

Kommerziell werden Wärmerohre derzeit hauptsächlich in Vakuumröhrenkollektoren eingesetzt. Eine Bewertung der Systeme erfolgt meist nur durch Kollektorleistungsmessungen in Anlehnung an [EN 12975-2]. Seit den 80er Jahren wurden zusätzlich verschiedenste Integrationsansätze von Wärmerohren in Sonnenkollektoren mittels Prototypenbewertung untersucht und ebenfalls veröffentlicht, wobei ebenfalls eine experimentelle Bewertung nur anhand von Kollektorleistungsmessungen vorgenommen wurde, wie z. B. in [Azad 1987], [Kamal 1992] und [Ismail 1998] dargelegt.

Messtechnische Bewertungsmethoden von Wärmerohren für Sonnenkollektoren sind in [Hübner 2010] und [Zimmermann 2011] publiziert, wobei neben der grundsätzlichen Darstellung des Messverfahrens keine detaillierten Untersuchungen zum Wärmetransportverhalten von Wärmerohren genannt sind. Ebenfalls nicht bekannt sind Veröffentlichungen, die umfassende theoretische Auslegungs- und Bewertungsverfahren für Wärmerohrlösungen in Sonnenkollektoren zur Verfügung stellen. Hier werden unter Bewertungsverfahren die sich ergänzenden und aufeinander abgestimmten Methoden – bestehend aus Simulation und Experiment – zur Beschreibung der Wärmetransportphänomene der Einzelkomponenten Wärmerohr und Sammler verstanden.

Ferner berücksichtigt die Standardbeschreibung von Kollektoren mit Hilfe der Prüfverfahren nach [EN 12975-2] und [ISO 9806-1] nicht die Variabilität, die bei Kollektoren mit Wärmerohren auftritt. So werden z. B. die maximale Leistung und deren Aufstellwinkelabhängigkeit nicht berücksichtigt. Zudem gibt es für die Spezialfälle wie Stagnation oder Diodenwirkung keine für einen Kollektorhersteller oder Planer nutzbare Aussagen.

1.2 Projektziele

Zunächst ist folgender Sachverhalt festzustellen: Zum Zeitpunkt des Projektbeginns ist kein umfassendes Bewertungsverfahren des Nutzwärmestrompfads von Sonnenkollektoren mit Wärmerohren verfügbar, mit dem eine gezielte Auslegung bzw. Optimierung der Wärmetransportfähigkeit der Hauptkomponenten Wärmerohr und Sammler möglich wird. Grundsätzliches Wissen zum Wärmetransportverhalten fehlt ebenso wie messtechnische Bewertungsmöglichkeiten. Damit stellen sich folgende Fragen, die die Projektarbeit motiviert haben und aus denen sich die Projektziele ableiten:

Wie werden Wärmerohre derzeit in Sonnenkollektoren integriert? Wie sind die Wärmerohre selbst sowie deren thermische Anbindung an Absorber und Solarkreis beschaffen und was für Wärmetransporteigenschaften haben diese Lösungen?

Eine Marktrecherche wird Aufschluss über die vorhandenen Wärmerohrlösungen geben. Marktübliche Wärmerohre werden beschafft und das Wärmetransportvermögen als Funktion der wesentlichen Einflussgrößen sowie das Verhalten im Stagnationsfall, bei Frost und bei Beheizung des Kondensators (inverser Wärmestrom) bewertet. Damit werden technische Leistungsdaten marktüblicher Wärmerohre zur

Verfügung stehen. Ein weiteres Ziel ist die Modellierung von Wärmerohren zur Feststellung der Möglichkeiten und Grenzen kommerzieller Wärmerohre in Bezug auf Leistungsfähigkeit und Verhalten in Spezialfällen. Des Weiteren wird die Dauertauglichkeit aktueller Technologien bewertet.

Wie kann man Wärmerohre und Sammler für Kollektoren bewerten? Welche Eigenschaften müssen Prüfstandsaufbauten aufweisen um Wärmerohrlösungen messtechnisch bewerten zu können und wie können Wärmerohre und Sammler modelliert werden, um Optimierungen und Auslegung durchzuführen?

Es werden Prüfstandsaufbauten zur messtechnischen Bewertung von Wärmerohren sowie Sammlern konzipiert, ausgelegt und umgesetzt. Damit stehen normierbare Bewertungsverfahren durch neuartige Prüfverfahren zur Verfügung. Folgend steht die Entwicklung von Modellierungsverfahren durch Vergleich von Simulation und Messung an heute bekannten Wärmerohren und Sammlern im Vordergrund, was zu einem vertieften Verständnis der einzelnen Wärmetransportwiderstände und damit des Gesamtverhaltens von Wärmerohrlösungen in Kollektoren führt.

Was sind Schwachstellen der derzeit verfügbaren Wärmerohrlösungen und welche Optimierungspotentiale bieten sich? Hier stellen sich die Fragen nach möglichen Verbesserungen des Wärmetransports sowie nach Kosteneinsparung durch Materialeinsparung bzw. -substitution.

Neben einer grundsätzlichen Bewertung der Wärmetransportvorgänge sowie Fragen der Dauergebrauchstauglichkeit werden Optimierungsansätze für Wärmerohre und Sammler in VRK erarbeitet. Unter Zuhilfenahme der entwickelten theoretischen Modelle werden Optimierungspotentiale in bestehenden Lösungen herausgearbeitet. Die erreichten Verbesserungen werden durch messtechnische Bewertung von Wärmerohr-Prototypen bewertet.

Dafür wird zunächst eine Befüllereinrichtung zur Herstellung von Wärmerohren am ISFH im Labormaßstab umgesetzt. Folgend werden anhand von eigenen Prototypen Optimierungen an Wärmerohren vorgenommen, wobei Verbesserungen der Widerstände und Anpassung an ein gewünschtes Temperaturverhalten im Stagnationsfall sowie Materialsubstitution angestrebt werden. Eine Zielrichtung ist dabei auch die Übertragung höherer Leistungen als sie heute in VRK üblich sind³. Die Fragen höherer Leistung sind für Wärmerohre in konzentrierenden VRK relevant, sie sind aber auch Grundlage für die Integration von Wärmerohren in FK. Der Wärmeübergang im Sammler in das Solarkreisfluid ist ebenfalls von Bedeutung. Hier sind z. B. strukturierte Rohre oder Einbauten im Sammler von Interesse. Bei der trockenen Anbindung ist zudem der thermische Kontakt zwischen Kondensatoraußenfläche und Sammler langzeittauglich sicher zu stellen.

Zusätzlich werden die Kostenreduktionspotentiale bei Verwendung von Wärmerohren diskutiert und damit die grundsätzlichen Vorteile in Bezug auf Planung und Betrieb von Solarwärmeeinrichtungen aufgezeigt.

³ Üblicherweise geht man von einer Absorberfläche von unter 0,15 m² pro Vakuumröhre aus, so dass in nicht konzentrierenden Kollektoren eine Leistung von maximal 120 W in einem Wärmerohr übertragen wird.

Wärmerohre werden derzeit fast ausschließlich in Vakuumröhrenkollektoren eingesetzt. Gibt es die Möglichkeit Wärmerohre auch in andere Kollektorarten zu integrieren, um die Vorteile auch dort nutzbar zu machen? Wie können Integrationsansätze aussehen und wie leistungsfähig sind diese?

Die bis hierhin gewonnenen Erkenntnisse werden genutzt, um Möglichkeiten und Einschränkungen der Verwendung von Wärmerohren in Flachkollektoren (FK) zu diskutieren. Folgend werden erste Schritte für Wärmerohrlösungen zum Einsatz in FK konzipiert und bewertet. Es wird geklärt, ob mit vertretbarem Aufwand FK mit Wärmerohrtechnologie ausgestattet werden können und zu welchen Kollektoreigenschaften dies führt. Es werden Lösungen für die Verdampfer-, Transport- und Kondensatorzone der Wärmerohre erarbeitet, die grundsätzlich unter der Randbedingung einer effektiven Fertigung umgesetzt werden können. Erste Versuchsmuster werden erstellt und bewertet und das weitere Optimierungspotential wird diskutiert. Abschließend werden Untersuchungen an ersten FK-Prototypen zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit und der Stagnations- und Wärmeverlusteigenschaften durchgeführt.

1.3 Gliederung des Berichts

Im Projektantrag sind zehn Arbeitspakete (AP) definiert worden. Die Bearbeitung sowie die Ergebnisse der einzelnen APs sind in diesem Bericht ausführlich dargestellt. Die APs sind durch drei Schwerpunktsetzungen gegliedert und lauten wie folgt:

- AP 1: Projektmanagement und Austausch

Schwerpunkt 1: Analyse und Bewertung kommerzieller Wärmerohre für VRK mittels experimenteller Untersuchungen und Modellierung

- AP 2: Marktübersicht mit Beschaffung von kommerziellen Wärmerohren
- AP 3: Entwicklung von experimentellen Wärmerohr-Bewertungsverfahren und Prüfstandsaufbauten
- AP 4: Experimentelle Untersuchungen an kommerziellen Wärmerohren
- AP 5: Modellierung und Analyse

Schwerpunkt 2: Ableitung von Verbesserungskonzepten bzgl. Wärmetransport- und Stagnationsverhalten von Wärmerohrlösungen für VRK sowie deren Bewertung

- AP 6: Konzept für Wärmerohrentwicklung und -optimierung
- AP 7: Bau von Prototypen und Bewertung der realisierten Verbesserungen

Schwerpunkt 3: Konzeptionelle Lösungen für Wärmerohre in Flachkollektoren und deren Bewertung

- AP 8: Konzeption für die Konstruktion von Flächen-Wärmerohren
- AP 9: Bau und Bewertung von ersten Flächen-Wärmerohrprototypen
- AP 10: Material- und Kostenaspekte

Die Zuordnung der einzelnen Arbeitspakete zu den Abschnitten in diesem Bericht stellt sich wie folgt dar: In Kapitel 2 wird ein kurzer Abriss der Wärmerohrentwicklung für Kollektoren als auch ein Überblick über derzeit kommerziell verfügbare Sonnenkollektoren mit Wärmerohren gegeben (AP 2). Die Entwicklung und Umsetzung von messtechnischen Bewertungsverfahren ist in Kapitel 3 dargestellt (AP 3). Kapitel 4 stellt den aktuellen Stand der Technik durch Präsentation von Messergebnissen an kommerziellen Wärmerohren und Sammlern

dar (AP 4). Die Fertigung von Wärmerohrprototypen am ISFH wird in Kapitel 5 erläutert (AP 7 und AP 9). Folgend beschreibt Kapitel 6 die Modellierung von Wärmerohren und Sammlern und damit die erarbeiteten Auslegungsverfahren (AP 5). Kapitel 7 diskutiert die Optimierungspotentiale von Wärmerohrlösungen für VRK und stellt die Ergebnisse verbesserter Prototypen dar (AP 6 und AP 7). Aufbauend auf den Ergebnissen wird in Kapitel 8 die Integration von Wärmerohren in FK untersucht, umgesetzt und bewertet (AP 8 und AP 9). Abschließend werden Material- und Kostenfragen und damit allgemein die Kostenreduktionspotentiale von Solarwärmeanlagen durch Verwendung von Wärmerohren in Kapitel 9 diskutiert (AP 10).

2 Marktübersicht

2.1 Wärmerohrentwicklung für Anwendungen in der Solarthermie

Erste Ansätze zur Integration von Wärmerohren in Sonnenkollektoren sind aus den 1970er Jahren durch die Fa. Dynatherm bekannt [Bienert 1973], so dass dieser Zeitraum als Ursprung der Verwendung von Wärmerohren in Kollektoren angesehen werden kann.

Die Firma Koninklijke Philips Electronics N.V., genannt Philips, hat bis in die 1980er Jahre grundlegende umfangreiche Untersuchungen zum Wärmetransport von Wärmerohren in Vakuumröhrenkollektoren angestellt. Damals entwickelte die Fa. Philips Wärmerohre für VRK mit Wasser bzw. n-Pentan als Arbeitsmedium, die neben anderen VRK in 1982 im Solarhaus Freiburg installiert worden und dort seit über 25 Jahren erfolgreich in Betrieb sind [Peuser 1997]. Philips untersuchte detailliert den Wärmeübergang im Kondensator und den Einfluss des Arbeitsmediums ([van Rooij 1984-1], [van Rooij 1984-2], [Serneels 1985] und [de Vroome 1984]), was Ende der 1980er Jahre zur Marktreife von Vakuumröhrenkollektoren (VRK) mit Wärmerohren führte. Philips hat sich noch in den 1980er Jahren aus dem Bereich Solarthermie zurückgezogen, so dass die Ziele und Ergebnisse nur bedingt verfügbar sind.

Ende der 1980er Jahre und damit bereits ebenfalls vor über 25 Jahren sind in Europa die VRK der Fa. Thermomax auf den Markt gekommen. Die Wärmerohre hatten zunächst eine Füllung aus einem FCKW, was die Stagnationstemperatur sehr effektiv begrenzte. Später wurde Methanol und schließlich Wasser eingesetzt. Letzteres führte im Stagnationsfall zu sehr hohen Temperaturen am Kondensator. Daraufhin hat Thermomax seit den frühen 1990er Jahren temperaturbegrenzende Wärmerohre mit Bi-Metall Ventil im Kondensator eingeführt. So kann die im Sammler entstehende maximale Temperatur im Stagnationsfall begrenzt werden, obwohl am Absorber eine Temperatur von mehr als 280°C herrscht [Mahdjuri 1992].

Seit der ersten Hälfte der 1990er Jahre werden in Europa auch VRK mit Wärmerohren aus chinesischer Produktion bekannt. Mittlerweile gibt es zahlreiche chinesische Anbieter von Wärmerohr-VRK, sowohl mit Ganzglasröhre und rundem Glasabsorber (Dewar-Röhre) als auch mit metallischem, meist ebenen Absorber und einer Glas-Metallverbindung. Zusätzlich haben sich mehrere deutsche Firmen als Hersteller von Vakuumröhren mit Wärmerohren in den letzten Jahren deutlich auf dem Markt etablieren können, wie z. B. die Fa. Viessmann oder die Fa. NARVA Lichtquellen.

An der Universität Marburg wurde im letzten Jahrzehnt des 20. Jahrhunderts statt der Integration von Wärmerohren in VRK für durchströmte Solarkreise die Integration von Wärmerohren in VRK als Solarkocher detailliert untersucht. In [Balzar 1997] und [Stumpf 1998]

wurde experimentell gezeigt, dass sowohl ein- als auch zweistufige Wärmerohrlösungen zum Wärmetransport vom Kollektorabsorber zur sich oberhalb des Kollektors befindenden Kochplatte geeignet sind. Wahrscheinlich aufgrund des eingeschränkten Markts für Solarkocher zu dieser Zeit und der aller Voraussicht nach hohen Fertigungskosten hat sich hieraus kein kommerzielles Produkt entwickelt.

Entwicklungsansätze für Wärmerohre in Flachkollektoren (FK) sind den Autoren aus dem ZIP-Programm (Solaranlagen aus 1978 bis 1983, siehe [Peuser 1997]) und dem Programm Renewable Energy Indonesia bekannt. Im ersten Fall waren die Wärmerohre als Einzelrohre ausgeführt und bestanden aus Aluminium. Im zweiten Fall war das Wärmerohr als Rohrregister ausgeführt, führte jedoch wegen eines den Wärmetransport behindernden Luftinhalts nur zu ungenügenden Leistungsdaten [Rockendorf 1993]. In den Folgejahren wurden des Öfteren Spezialansätze von Wärmerohrlösungen zur Integration in FK untersucht und ebenfalls veröffentlicht ([Azad 1987], [El-Nasr 1993] und [Ismail 1998]), wobei der Kenntnis der Autoren nach keine marktreifen Produkte daraus entstanden sind.

Des Weiteren wurden 1983 Untersuchungen zu Flächenwärmerohren auf Rollbondbasis für solarthermische Flachkollektoren von der Fa. Dornier System GmbH veröffentlicht [Tannert 1983]. Durch ein zusammenhängendes Kanalsystems ergab sich der Vorteil gegenüber Einzel-Wärmerohren, dass pro Absorber nur ein Befüllvorgang nötig war. Jedoch hatte sich gezeigt, dass bei hohen Temperaturen und daraus resultierendem hohen Druck im Wärmerohr durch die mechanisch instabilere Konstruktion aufgrund der Rollbondtechnik keine Dauerfestigkeit des Absorbers erreicht werden konnte. Insgesamt wurde dargelegt, dass bei niedrigen Temperaturen ein Rollbond-Wärmerohrabsorber funktionsfähig sein kann, dieser allerdings für übliche Sonnenkollektoren aufgrund des hohen technischen Aufwands für höhere Temperaturen keine sinnvolle Alternative darstellt.

Ein Verdampfer-Kollektor auf Basis von Ethanol, bei dem der Kondensatrücklauf direkt in den Sumpf und nicht in die Verdampfungszone erfolgt, ist seit 1992 durch die Fa. ESE, Rochefort (Belgien) bekannt [Rockendorf 1992]. Dieser Kollektor wurde ab 1993 in ein System in Verbindung mit einem auf der Kollektorrückseite angebrachten Speicher integriert und in geringen Stückzahlen hergestellt. Der Speicher wird dabei über den durch den Kollektor erzeugten Dampf mittels eines internen Wärmeübertragers beheizt. Dieser Wärmeübertrager dient als Kondensator. Das Kondensat fließt über Schwerkraft in den Sumpf des Kollektors zurück und steht damit wieder der Verdampfung zur Verfügung.

Somit sind heutzutage einerseits Wärmerohre in VRK Stand der Technik, wie im Folgenden beschrieben wird. Andererseits gibt es derzeit nur wenige kommerziell verfügbare Flachkollektoren mit integrierten Wärmerohren; die wenigen den Autoren bekannten Produkte dieses Kollektortyps werden ebenfalls im Folgenden genannt.

2.2 Kommerziell verfügbare Kollektoren mit Wärmerohren

Kommerziell werden Wärmerohre derzeit hauptsächlich in Vakuumröhrenkollektoren eingesetzt, wobei sich Bauform und Materialien der Wärmerohrlösungen häufig nur geringfügig voneinander unterscheiden. Grundsätzlich dienen die Wärmerohre dem Wärmetransport vom Absorber zum Solarkreisfluid. Somit kann die Integration von Wärmerohren in VRK entsprechend der thermischen Anbindung des Wärmerohrverdampfers an den Absorber sowie des Wärmerohrkondensators an das Solarkreisfluid unterschieden werden. Bzgl. der thermischen Anbindung des Wärmerohrs an den Absorber sind zwei grundsätzliche Ausführungen

zu nennen, die sich aus der Art der Vakuumglasröhre ergeben. Vakuumglasrohre werden als doppelwandige Glasrohre nach dem Thermoskannenprinzip (Dewar- oder Sydney-Röhre) oder als einfaches vollständig evakuiertes Glasrohr mit Glas-Metall-Verbund am Wärmerohraustritt ausgeführt (Beide Glasrohrvarianten sind auch mit direkt durchströmten Absorbern verfügbar). Für Dewar-Röhren mit absorbierender Oberfläche auf dem inneren Glas werden metallische Leitbleche aus Aluminium zum Wärmetransport genutzt. Bei Vakuumglasröhren mit Glas-Metall-Verbund befindet sich innen ein oft flächig ausgeführtes selektiv beschichtetes Kupferblech mit z. B. per Ultraschallschweißverfahren mittig angefügtem Wärmerohr (siehe Abbildung 2.1).

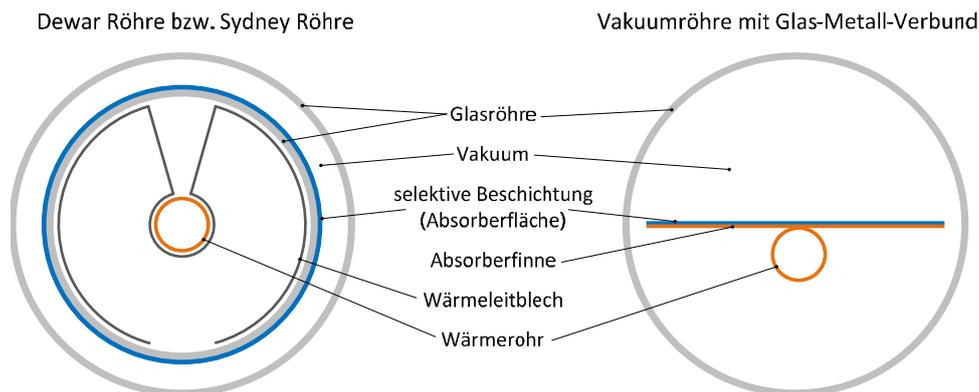


Abbildung 2.1: Schematische Querschnitte von Vakuumröhren mit Wärmeröhren zum Vergleich der Einbindung von Wärmeröhren in Dewar-Röhren mit Vakuumröhren mit Glas-Metall-Verbund

Zur Übertragung der gewonnenen Wärme vom Wärmerohrkondensator an das Solarkreisfluid wird ein Wärmeübertrager benötigt. In Sonnenkollektoren wird vom Sammler gesprochen. Vakuumröhrenkollektoren können mehrteilig zum Aufstellort geliefert und dort bauseitig montiert werden. Dies liegt zum einen an der schlechten Transportfähigkeit der stoßempfindlichen Vakuumröhren. Andererseits ergeben sich Vorteile wie z. B. die Möglichkeit, defekte Röhren (beispielsweise aufgrund Vakuumverlust) später tauschen zu können. Mit der wieder lösbaren mechanischen Verbindung zwischen Wärmerohrkondensator und Solarkreis muss eine möglichst gute thermische Anbindung hergestellt werden.

Dies kann entweder durch eine direkte Umströmung des Kondensators durch das Solarkreisfluid erfolgen oder aber durch eine Steckverbindung in ein in sich geschlossenes Sammelrohr. Nasse Anbindungen bzw. direkt umströmte Kondensatoren wurden früher vertrieben, sind derzeit allerdings nicht auf dem Markt verfügbar. Die trockene Anbindung wird aktuell durch zwei Techniken realisiert. Zum einen gibt es Stekhülsen, die quer zur Strömungsrichtung des Solarkreisfluids in das Sammelrohr eingebracht werden. In die Stekhülsen werden die Wärmerohrkondensatoren eingeführt; es ist die derzeit am weitesten verbreitete Variante. Die zweite Lösung ist eine Klemmverbindung des Kondensators an das Sammelrohr. Hierbei wird der Kondensator mit dem bzw. den – entsprechend der zylindrischen Form der Kondensatoren – umgeformten Sammelrohren verpresst [Viessmann 2013-1]. Bei den trockenen Anbindungen wird sehr häufig Wärmeleitpaste im Spalt zwischen Kondensator und Sammelrohr verwendet. Abbildung 2.2 zeigt verschiedene Sammelrohrlösungen zur Aufnahme der Wärmerohrkondensatoren auf.

Die Wärmeröhre selbst unterscheiden sich in ihrer Bauform nur geringfügig. Das Wärmerohr

besteht zumeist aus Kupfer und besitzt in der Regel einen sehr langen Verdampfer (Längen zwischen 1,6 m und 2 m, Absorber als Wärmequelle) und einen kurzen, mit dem Sammler als Wärmesenke verbundenen Kondensator (Längen zwischen 50 mm und 80 mm). Der Durchmesser des Kondensators ist meist vergrößert ausgeführt. Typische Kondensator-durchmesser sind 14 mm sowie 22 mm wobei der Verdampfer einen Durchmesser von 8 mm bis 12 mm aufweist. Als Arbeitsmedium des Kreisprozesses mit Verdampfung und Kondensation wird in Wärmerohren für Kollektoren fast ausschließlich Wasser eingesetzt. Als mögliche weitere Arbeitsmedien, welche durch Kollektorhersteller zumindest in Betracht gezogen wurden, gelten neben Wasser Alkohole, Alkane und allgemein Kältemittel.



Abbildung 2.2: Beispiele der thermischen Anbindung von Wärmerohrkondensatoren an das im Sammelrohr fließende Solarkreisfluid. Bei den trockenen Anbindungen kommt Wärmeleitpaste im Spalt zwischen Kondensator (nicht dargestellt) und Sammelrohr zum Einsatz.

Da es sich in Kollektoren typischerweise um Gravitationswärmerohre handelt, ergibt sich für diese Kollektoren ein begrenzter Bereich des Aufstellwinkels. Entgegen direkt durchströmten Kollektoren werden für diese Kollektoren meist zulässige Aufstellwinkel von 15° bis 90° aus der Horizontalen angegeben. Die Fa. Viessmann vertreibt zusätzlich einen VRK mit Wärmerohren zur waagerechten Montage. Dieser Kollektor ermöglicht eine lageunabhängige Aufstellung durch Wärmerohre mit einem hohen Füllgrad, da das kondensierte Arbeitsmedium auch bei horizontalem Wärmerohr aufgrund des hohen Kondensatpegels zurück bis an das Verdampfende fließen kann [Viessmann 2013-2].

Es sind zwei Hersteller von VRK bzw. Vakuumröhren bekannt, die die thermische Entkopplung von Solarkreis und Absorber durch die Wärmerohrfunktion nutzen, um die Stagnationstemperatur am Solarkreis zu senken. Die Fa. Kingspan bietet VRK mit Wärmerohren (ehemals Thermomax) mit Bimetall-Ventilen in den Kondensatoren an. Die Ventile behindern den Kondensatrückfluss ab einer bestimmten Temperatur. Damit soll der Kreisprozess im Wärmerohr unterbrochen und der Wärmetransport im Wärmerohr unterbunden werden, womit eine geringere Stagnationstemperatur im Sammler und damit im Solarkreis erwartet wird. In [Kingspan 2013] sind zwei Varianten mit Stagnationstemperaturen am Solarkreis von 95°C respektive 135°C genannt. Die Fa. NARVA Lichtquellen bietet Vakuumröhren mit einem Abschaltmechanismus aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften von Wärmerohren (Leistungsgrenzen) an. Die Temperaturbegrenzung wird ohne zusätzliche Einbauten

im Wärmerohr erreicht und ist bei definierter Füllmenge des Arbeitsmediums genau auszuliegen. Das Wärmerohr, das mit einer optimierten Menge an n-Hexan gefüllt ist, ist wie die Vakuumröhre eine Eigenentwicklung und führt zu einer geminderten Stagnationstemperatur am Solarkreis von 160°C [Mientkewitz 2010].

Thermosiphonanlagen mit Vakuumröhren mit innen liegenden Wärmerohren sind ebenfalls bekannt und am Markt verfügbar. Jedoch liegt innerhalb dieser Anlagen keine Temperaturbegrenzung durch Nutzung einer Abschaltung der Wärmeröhre vor. Die Anbieter verwenden in diesen Anlagen Wärmeröhre, die sonst auch in Vakuumröhrenkollektoren mit Sammlern für Zwangsumlaufsolarkreise genutzt werden. Es kann davon ausgegangen werden, dass diese Anlagen in der Betriebspraxis bzgl. Stagnationsverhalten nicht unproblematisch sind.

Wärmeröhren in Flachkollektoren (FK) werden aktuell nur in sehr wenigen kommerziell verfügbaren Produkten eingesetzt. Eine Anwendung ist ein Kollektor mit integriertem Speicher. Die Fa. GREENoneTEC Solarindustrie GmbH hat 2009 auf der ISH und der Intersolar diese Anwendung vorgestellt, die auf dem Prinzip des Verdampfer-Kollektors der Fa. ESE, Rochefort beruht (vgl. Abschnitt 2.1). Es handelt sich um einen FK mit hinter dem Kollektor liegenden Speicher, wobei hier Umlauf-Wärmeröhre Verwendung finden, die im Unterschied zu klassischen Gravitationswärmeröhren das Kondensat nicht im Gegenstrom zum aufsteigenden Dampf sondern im Rücklauf über den Kondensator im Speicher zurückführen. Da Dampf kein guter Wärmeträger ist und nur einen geringen Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht, sollte sich die Notwendigkeit eines hohen Flüssigkeitsstands in dem Wärmeröhren am Absorber im Kollektor ergeben. Im Datenblatt wird beschrieben, dass „keine Überhitzung durch bewährtes Heatpipe-Prinzip“ vorliegt. Es ist jedoch unklar, wie dies bei Verwendung von Umlauf-Wärmeröhren technisch gelöst sein sollte [GREENoneTEC 2013].

In 2011 ist ein FK mit Wärmeröhren für Solarkreise mit Zwangsumlauf bekannt geworden. Die Fa. Sertec Energy Ltd. stellte in [Bacon 2011] das Funktionsprinzip dar und in [Sertec 2011] wurden vielversprechende Kollektorkenndaten genannt. Es handelt sich um einen FK mit einem Wärmerohr-Rollbondabsorber aus Edelstahl. Allerdings sind wenige Informationen zu dieser Entwicklung sowie zur Markteinführung und Marktrelevanz verfügbar. Grundsätzlich ist festzustellen, dass Wärmeröhre in FK fast keine Rolle spielen.

2.3 Marktgröße und -anteile von Kollektoren mit Wärmeröhren

Wenn man die Fragen stellt, wie groß der Absatz von Kollektoren mit Wärmeröhren ist und in wie viel Prozent der insgesamt abgesetzten Kollektoren Wärmeröhre integriert sind, so hilft zunächst die Aufteilung des Kollektormarkts in VRK und FK. Wie oben beschrieben werden Wärmeröhre nämlich im Prinzip nur in VRK eingesetzt. Weltweit wurde 2011 eine Kollektorfläche von 68,7 Mio. m² neu installiert [Mauthner 2013]. Abbildung 2.3 stellt die in 2011 neu installierte Fläche mit Unterteilung in FK und VRK für die zehn größten Märkte dar.

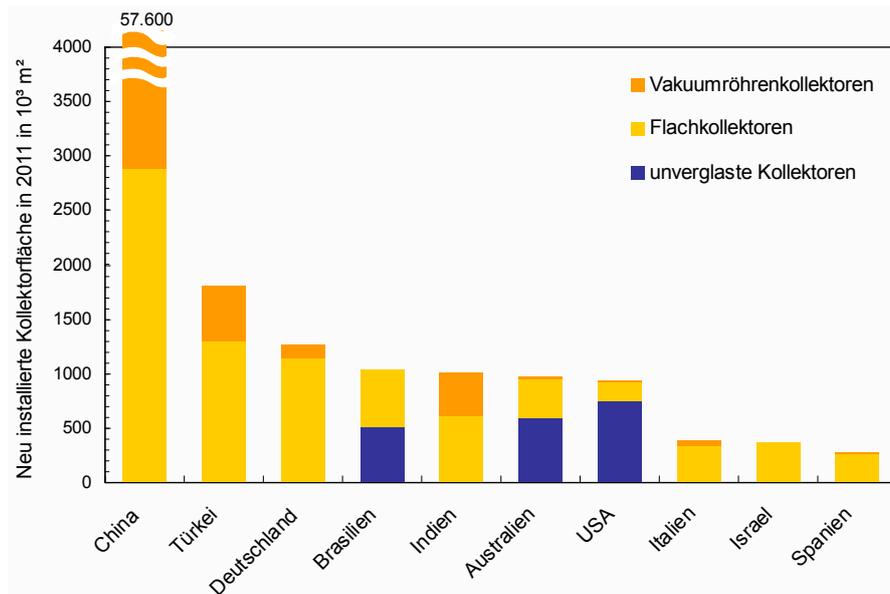


Abbildung 2.3: In 2011 neu installierte Kollektorfläche (ohne Luftkollektoren oder höher konzentrierende Kollektoren) in den zehn größten Märkten nach [Mauthner 2013]

China ist der größte Markt mit einem Anteil von 83,9% am Weltmarkt. Danach folgen die Türkei und Deutschland. Die Aufteilung der abgesetzten Kollektorfläche in VRK und FK unterscheidet sich dabei stark nach Wirtschaftsregionen. So wird der Markt in China von VRK mit einem Marktanteil von 95% dominiert, wohingegen in der Türkei VRK nur einen Anteil von 28% und in Deutschland sogar nur von knapp 10% haben. Grundsätzlich ist aber festzustellen, dass weltweit im Jahr 2011 durch den großen chinesischen Markt insgesamt 81,9% der abgesetzten Kollektorfläche VRK sind [Mauthner 2013]. Leider sind keine Zahlen für die Anteile von VRK mit Wärmerohren am gesamten Absatz von VRK in China bekannt. Somit kann keine genaue Aussage über den weltweiten Absatz von Kollektoren mit Wärmerohren gemacht werden. Klar ist aber, dass ein großer Anteil der in China installierten VRK mit Wärmerohren ausgerüstet sind. Geht man davon aus, dass der Anteil 50% ist, so bedeutet dies, dass weltweit gesehen ca. 40% der 2011 insgesamt neu installierten Kollektorfläche Kollektoren mit Wärmerohren sind. Dies würde bedeuten, dass ein Großteil der weltweit installierten Kollektorfläche Kollektoren mit Wärmerohren mit einer Fläche von ca. 27 Mio. m² sind.

Für Europa stellt sich hingegen dar, dass der Anteil von VRK am gesamten Kollektorabsatz weitaus geringer ist. So wurden in 2011 5,6 Mio. m² Kollektoren in Europa neu installiert, wobei VRK nur einen Anteil von 15,6% haben [Mauthner 2013]. Der Anteil von VRK ist in den letzten Jahren leicht gestiegen, wobei die gesamte jährlich installierte Fläche zwischen 2008 und 2011 stetig gesunken ist. Für Deutschland stellt sich ein ähnliches Bild dar: 2011 hatten VRK einen Anteil von 13,3% an der insgesamt neu installierten Kollektorfläche [ESTIF 2012]. Damit zeigt sich zunächst, dass in Europa der Anteil an Kollektoren mit Wärmerohren im Gegensatz zum Weltmarkt weitaus geringer ist. Abbildung 2.4 stellt die jährlich neu installierte Kollektorfläche (verglast) für die Jahre 2000–2011 mit Unterteilung in VRK und FK für Europa und Deutschland dar.

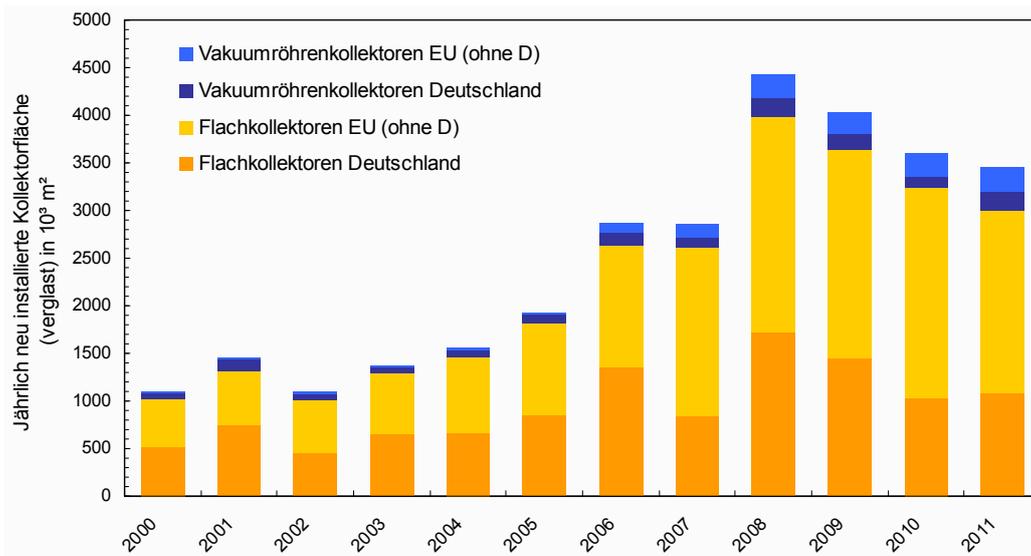


Abbildung 2.4: Jährlich neu installierte Kollektorfläche verglaster Kollektoren in Europa und Deutschland mit Unterteilung in VRK und FK nach [IEA-SHC 2013], [ESTIF 2013] und [Observer 2013]

Für Europa liegen ebenfalls keine Daten für die Anteile von VRK mit Wärmerohren an der Gesamtheit der VRK vor. Für Deutschland lässt sich dieser allerdings abschätzen. 2009 lag nach [Meyer 2010] die Fläche neu installierter VRK in Deutschland bei 180.000 m², was einem Anteil von 13% an der Gesamtfläche entspricht. [Meyer 2010] stellt zusätzlich die Marktanteile einzelner Anbieter an der 2009 abgesetzten VRK-Fläche dar. Grundsätzlich ist bekannt, ob Anbieter nur direkt durchströmte VRK oder auch VRK mit Wärmerohren vertreiben. Fa. Paradigma z. B. bietet z. B. nur direkt durchströmte VRK an, wohingegen Fa. Viessmann sein Angebot umgestellt hat und derzeit nur noch VRK mit Wärmerohren vertreibt. Anbieter mit geringeren Marktanteilen vertreiben häufig sowohl direkt durchströmte als auch VRK mit Wärmerohren. Geht man von der groben Schätzung aus, dass diese zur Hälfte VRK mit Wärmerohren sind, so kann man feststellen, dass etwas über $\frac{1}{4}$ der abgesetzten VRK mit Wärmerohren sein werden.

Damit sind weltweit VRK mit Wärmerohren eine dominierende Kollektorbauart, wobei der chinesische Markt dafür ausschlaggebend ist. In Deutschland stellt sich dar, dass der Anteil von VRK mit Wärmerohren an der gesamten neu installierten Kollektorfläche mit derzeit ca. 3% relativ gering liegt, wobei der Umstieg der Fa. Viessmann auf den ausschließlichen Vertrieb von VRK mit Wärmerohren ein Beispiel für steigende Relevanz ist.

3 Messtechnische Bewertungsverfahren für Wärmerohre und Sammler

Wie in Abschnitt 1.1.2 dargelegt, handelt es sich bei den Wärmerohren sowie dem Sammler um Bauteile zur Wärmeübertragung im Nutzwärmestrompfad der Kollektoren. Die thermischen Verluste der Kollektoren ändern sich bei Verwendung von Wärmerohren im Gegensatz zu direkt durchströmten Kollektoren nicht und sind bekannt. Eine Bewertung der Einzelkomponenten Wärmerohr und Sammler kann damit auch Aufschluss über ihren Einfluss auf den Nutzwärmestrompfad und damit den Wirkungsgrad des Kollektors geben. Der

Nutzwärmestrompfad besteht grundsätzlich aus folgend genannten Komponenten, die jeweils durch ihren thermischen Widerstand zu einer Temperaturdifferenz bei Leistungsübertragung führen. Es werden Temperaturen an den Bauteilgrenzen definiert, die zur Bewertung der Einzelkomponenten herangezogen werden.

- Thermische Anbindung zwischen Strahlung absorbierender Oberfläche und Wärmerohr (ggf. Glasröhre, Wärmeleitbleche, Verbindungstechnik mit Wärmerohr)
 - mit Grenztemperaturen mittlere Absorberoberflächentemperatur \bar{T}_{abs} und mittlere Temperatur der Kontaktierung an den Wärmerohrverdampfer \bar{T}_{Verd}
- Wärmerohr
 - mit Grenztemperaturen mittlere Temperatur der Kontaktierung am Verdampfer \bar{T}_{Verd} und mittlere Oberflächentemperatur am Kondensator \bar{T}_{Kond}
- Wärmeübertrager (Sammler ggf. inkl. Wärmeleitpaste)
 - mit Grenztemperaturen mittlere Oberflächentemperatur am Kondensator \bar{T}_{Kond} und mittlere Temperatur des Solarkreisfluids \bar{T}_{Fluid}

Die Güte der thermischen Anbindung der Strahlung absorbierenden Oberfläche an das Wärmerohr ist für marktübliche Lösungen größtenteils bekannt und wird später zur Bewertung des vollständigen Nutzwärmestrompfads entsprechend der Literatur (z. B. [Duffie 2006], [Rockendorf 1996]) herangezogen. Siehe dazu auch Abschnitt 4.3.1.

Die Komponenten Wärmerohr und Sammler werden hingegen detailliert analysiert. Da es keine Messaufbauten zur Bewertung von Wärmerohren oder Sammlern kommerziell zu erwerben gibt, wurden Prüfstände eigens am ISFH konzipiert und umgesetzt. Es sei zu bemerken, dass erst innerhalb der Projektlaufzeit ermittelt wurde, welche signifikante Rolle der Sammler spielt. Aus diesem Grund wurde im laufenden Projekt eine Umplanung der umzusetzenden Prüfstände vorgenommen und es konnte kostenneutral ein zusätzlicher Prüfstand zur Vermessung von Sammlern erstellt werden. Im Folgenden sind die neu entwickelten Prüfstände sowie ein zusätzlich umgesetztes Wärmerohr-Schnelltestverfahren und ein Ausheizofen zur Temperaturbelastung von Wärmerohren beschrieben.

3.1 Prüfstand zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren

3.1.1 Anforderungsprofil und Konzept

Untersuchungsgegenstand des zu konstruierenden Teststands ist ausschließlich das Wärmerohr. Das heißt, dass weder Absorberblech noch Sammler für diese Untersuchungen von Interesse sind und die Wärmequelle sowie Wärmesenke des Prüfstands direkt an den Wärmerohrverdampfer respektive -kondensator angebracht werden. Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Beschreibung des gesamten Wärmetransportverhaltens von Gravitationswärmerohren durch Bestimmung des thermischen Leitwerts eines Wärmerohrs für verschiedene Betriebsbedingungen. Das Wärmetransportvermögen eines Gravitationswärmerohrs ist von einer Vielzahl an Parametern abhängig. Im Folgenden werden diejenigen Parameter gelistet, welche Einfluss auf die Auslegung des Teststands haben:

- Vom Wärmerohr übertragene Leistung
- Temperaturniveau

- Neigungswinkel
- Geometrie des Wärmerohrs

Innerhalb von VRK müssen Wärmerohre eine maximale Leistung zwischen ca. 70 W bis 120 W übertragen. Unter Berücksichtigung höher konzentrierender Kollektoranwendungen sowie zur allgemeineren Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften sollen auch höhere Leistungen auf das Wärmerohr aufgeprägt werden können. Bzgl. des Temperaturniveaus soll der gesamte Betriebsbereich von VRK inkl. des Stagnationsfalls messtechnisch erfassbar sein. Eine Variabilität gegenüber Wärmerohren mit unterschiedlicher Abmessung muss gegeben sein, da neben kommerziell verfügbaren Wärmerohren auch neuartige Wärmerohrprototypen vermessen werden. Unter anderem daraus ergeben sich folgende Anforderungen an den Prüfstand:

- Die vom Wärmerohr übertragene Leistung soll zwischen $20 \text{ W} \leq \dot{Q}_{WR} \leq 600 \text{ W}$ variiert werden können.
- Der Neigungswinkels des Wärmerohrs gegenüber der Horizontalen, also der Aufstellwinkel, soll zwischen $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$ variiert werden können.
- Das Aufnahmevermögen von verschiedenen Wärmerohrkondensatoren mit Durchmessern von $8 \text{ mm} \leq d_{Kond} \leq 22 \text{ mm}$ und Längen von $50 \text{ mm} \leq l_{Kond} \leq 400 \text{ mm}$ sowie Wärmerohrverdampfern mit Durchmessern von $8 \text{ mm} \leq d_{Verd} \leq 22 \text{ mm}$ und Längen von $1,6 \text{ m} \leq l_{Verd} \leq 2,0 \text{ m}$ muss gewährleistet werden.
- Der Wärmerohrprüfling soll gegenüber der Umgebung ähnlich gut wärmegeämmt sein, wie es in VRK der Fall ist.
- Da die Temperaturbelastung im Stagnationsfall in VRK über 300°C erreichen kann, soll eine Temperaturbeständigkeit der Bauteile in Nähe des Wärmerohrs bis 400°C gewährleistet werden.
- Zusätzlich muss es ebenfalls möglich sein auch bei höheren Temperaturen (größer 100°C) die vom Wärmerohr übertragene Leistung genau bestimmen zu können.

Das Konzept des Prüfstands sieht vor, die thermische Leistung anstelle von absorbierte Strahlung mit Hilfe eines elektrischen Heizdrahts auf den Verdampfer des Wärmerohrs aufzubringen. Die zugeführte Leistung wird (größtenteils) über das Wärmerohr zum Kondensator transportiert und dort über einen Wärmeübertrager an einen Fluidkreis abgegeben. Der thermische Leitwert des Wärmerohrs U_{WR} ergibt sich nach

$$U_{WR} = \frac{\dot{Q}_{WR}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{WR}}{\bar{T}_{Verd} - \bar{T}_{Kond}} \quad (3.1)$$

durch Leistungsübertragung \dot{Q}_{WR} und der sich daraus ergebenden Temperaturdifferenz ΔT zwischen Kondensator und Verdampfer. Als Randbedingungen werden grundsätzlich die mittlere Verdampfertemperatur \bar{T}_{Verd} sowie die mittlere Kondensatortemperatur \bar{T}_{Kond} aufgeprägt, da dadurch im Gegensatz zur Aufprägung einer Leistung schneller stationäre Zustände erreicht werden können, was die Testzeiten erheblich verkürzt. Die Kondensatortemperatur wird mittels einer geregelten Vorlauftemperatur des Fluidkreises vorgegeben. Die Einstellung der Verdampfertemperatur erfolgt über das temperaturgeregelte elektrische Heizelement. Damit ergibt sich der vom Wärmerohr übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WR} , der kalorimetrisch mittels des Fluidkreises auf der Wärmesenkenseite bestimmt wird. So kann durch Variation der Temperaturen als Eingangsparameter der thermische Leitwert des

Wärmerohrprüflings innerhalb der Temperaturgrenzen 20°C und 400°C sowie Leistungsgrenzen 20 W und 600 W des Prüfstands ermittelt werden. Der Prüfling wird thermisch möglichst gut an die Wärmesenke und -quelle angebracht, wobei sich alle drei Komponenten in einer gedämmten Prüfbox befinden. Dies hat den Zweck, den Wärmestrom vom elektrischen Heizer möglichst auf den Transport durch das Wärmerohr zum Fluidkreis zu begrenzen und zeitgleich die Umgebung vor den hohen Temperaturen aufgrund Sicherheitsmaßgaben abzugrenzen. Damit besteht der Prüfstand aus den beiden Hauptkomponenten Teststandshülle mit innenliegendem Prüfling sowie separatem Fluidkreis.

3.1.2 Messaufbau und -verfahren

Zur Verdeutlichung der grundsätzlichen Konfiguration des Prüfaufbaus, welcher sich aus den genannten Hauptkomponenten ableitet, ist in Abbildung 3.1 der komplett fertig gestellte Teststand dargestellt. Im Folgenden wird genauer auf den Hochtemperaturthermostat, die Konstruktion der Teststandshülle und das Messverfahren eingegangen.

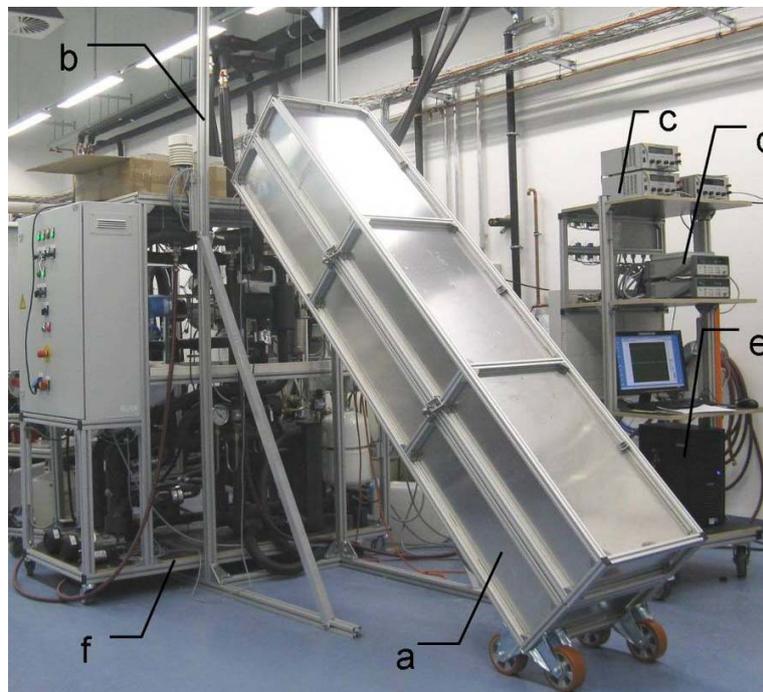


Abbildung 3.1: Prüfstand zur Vermessung von Wärmerohren für Solarkollektoren mit a) Teststandshülle, b) Neigungsvorrichtung, c) Netzteile für den elektrischen Heizer, d) Datenlogger, e) Messcomputer und f) Hochtemperaturthermostat

Hochtemperaturthermostat

Der nachfolgend beschriebene Hochtemperaturthermostat ist im Rahmen dieses Projekts speziell für die Vermessung von einzelnen Wärmerohren entwickelt und in Bezug auf die Beheizung und Regelung entwickelt und optimiert worden, da ein entsprechender Apparat nicht am Markt verfügbar ist.

Der Hochtemperaturthermostat stellt in diesem Prüfstand die Wärmesenke dar, wobei es sich um einen mit Wasser betriebenen Hochdruckfluidkreis handelt. Die für den Einsatz von

Wasser ausschlaggebenden Vorteile liegen in der genauen Kenntnis der Stoffdaten und der guten Handhabbarkeit. Nachteilig wirkt sich der bei hohen Temperaturen erforderliche Systemdruck aus, so dass besondere Anforderungen an die Komponenten des Prüfstands gestellt werden. Der Betriebsdruck der Anlage wird auf 12 bar eingestellt, so dass keine Änderung des Aggregatzustands des Wärmeträgers beim Betrieb der Anlage mit Temperaturen von bis zu 175°C auftritt und ein störungsfreier Betrieb möglich ist. Durch die hohen Temperaturen bis 175°C und den hohen Systemdruck von über 12 bar musste die Verrohrung in Edelstahl ausgeführt werden. Alle weiteren Komponenten wie Membran-Ausdehnungsgefäß, Pumpe, Coriolis-Massenstrommessgerät, Ventile etc. wurden so gewählt, dass sie den hohen Beanspruchungen standhalten. Abbildung 3.2 stellt schematisch den Aufbau der hydraulischen Verschaltung dar.

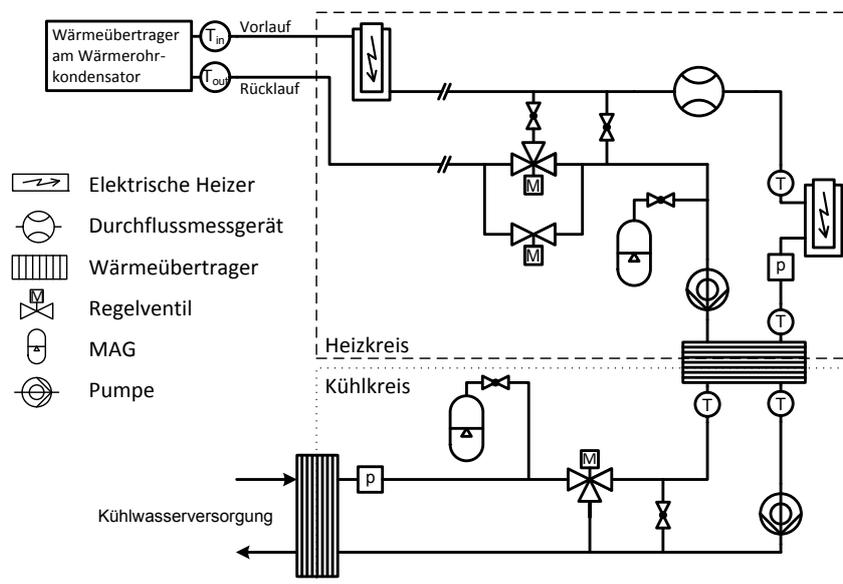


Abbildung 3.2: Vereinfachtes hydraulisches Schema des Hochtemperaturthermostaten

Die Temperaturregelung der Vorlauftemperatur erfolgt durch einen dreistufigen Regelmechanismus. Im ersten Schritt wird die eingetragene Wärmeenergie aus dem Heizkreis über den Kühlkreis abgeführt. Diese Wärmeübertragung wird von dem Regler über eine stufenlose Verstellung des 3-Wege-Ventils geregelt, so dass vom Heizkreis so viel Wärmeenergie abgegeben wird, dass sich am Wärmeübertrageraustritt eine um wenige Zehntel K geringere Temperatur als die Solltemperatur einstellt. Dann erfolgt die Feinregulierung der Temperatur. Diese Feinregulierung übernehmen zwei Regler durch das stufenlose Ansteuern von zwei Heizpatronen mittels hochgenauer PID-Algorithmen. Der zweite Heizer befindet sich sehr nach am Eintritt des Wärmerohrteststands und hebt dort die Temperatur erneut an, da durch die meist sehr geringen Massenströme ein Temperaturabfall in der davorliegenden Rohrstrecke vorliegen kann.

Die Massenstromregelung wurde zweistufig realisiert. Zuerst wird über ein 3-Wege-Ventil eine „grobe“ Vorregulierung auf $\pm 10\%$ des Sollmassenstroms vorgenommen. Wenn der Massenstrom $\pm 10\%$ seines Sollwerts erreicht, bleibt das 3-Wege-Ventil in der momentanen Stellung und regelt erst wieder, wenn das Toleranzband zwischen Soll- und Istwert von $\pm 10\%$ überschritten bzw. unterschritten wird. Liegt der Massenstrom innerhalb des Toleranzbands, beginnt der zweite Regler ein zum 3-Wege-Ventil parallel geschaltetes Durchgangs-

ventil anzusteuern. Über dieses Durchgangsventil erfolgt die Feinregulierung auf den Sollmassendurchfluss.

Zur kalorimetrischen Bestimmung der abgeführten Fluidleistung wird ein Coriolis Durchflussmesser mit einem Messbereich von 5 bis 300 kg/h sowie zwei PT-100 Tauchfühler nahe dem Wärmeübertrager am Wärmerohrprüfling genutzt. Somit kann bei einer Temperaturdifferenz von 2 K zwischen Ein- und Austrittstemperatur am Wärmeübertrager ein großes Leistungsspektrum von ca. 10 W bis 700 W gemessen werden. Die vom Wärmerohr transportierte Leistung von bis zu 600 W (definiert in den Anforderungskriterien) wird über einen Wärmeübertrager, der an den Wärmerohrkondensator kontaktiert wird, an den Hochtemperaturthermostaten abgeführt.

Wärmeübertrager

Der Wärmeübertrager ist als trockene Anbindung ohne Kontakt des Heizkreisfluids mit dem Wärmerohr ausgeführt (geschlossener Fluidkreislauf), da der Wärmeübertrager bis 12 bar druckbeständig sein muss. Aufgrund der Forderung nach Flexibilität bzgl. Aufnahme von Kondensatoren mit unterschiedlichen Abmaßen ist ein modular aufgebauter Wärmeübertrager entwickelt worden. Er besteht aus zwei vom Heizkreisfluid durchströmten Kupferblöcken und zwei Kupferblöcken mit Halbschalen, die den Kondensator umschließen. Der Aufbau des Wärmeübertragers ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

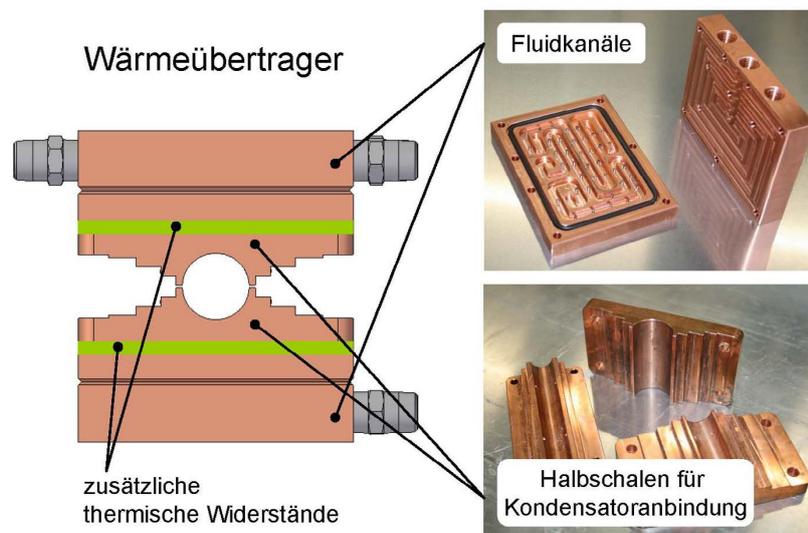


Abbildung 3.3: Modularer Wärmeübertrager als Wärmesenke zur Anbindung an den Kondensator des Wärmerohrprüflings mit Darstellung mehrerer Halbschalen für unterschiedliche Kondensatordurchmesser

Der Wärmeübertrager soll grundsätzlich eine möglichst hohe Wärmetransportfähigkeit (also einen kleinen thermischen Widerstand) sowie eine möglichst konstante Wärmabnahme über der Oberfläche des Wärmerohrkondensators (also konstante Temperatur) aufweisen. Dazu sind die Fluidblöcke mäanderförmig durchströmt, um eine möglichst große Fläche für den Wärmeübergang in das Fluid bei gleichzeitig möglichst homogenem Temperaturprofil zu erreichen. Des Weiteren befinden sich Metallstifte zur Erhöhung der Turbulenz innerhalb der Strömungskanäle.

Aufgrund der kleinen Oberfläche der Wärmerohrkondensatoren von minimal 20 cm² und der daraus resultierenden sehr hohen Wärmestromdichte von bis zu 30 W/cm² haben die Halbschalen ebenfalls wesentlichen Einfluss auf das Temperaturprofil auf dem Wärmerohrkondensator. Zur Gewährleistung einer gleichmäßigen Wärmeabnahme über der Kondensatoroberfläche wurden Untersuchungen mit FEM-Simulation durchgeführt und die Halbschalen dementsprechend geometrisch angepasst. Sie sind zum Kondensator hin abgeschrägt, damit thermische Wechselwirkungen zwischen der Ober- und Unterseite reduziert werden können, bei gleichzeitig ausreichend gutem Wärmetransport auch in den Randbereichen der Halbschalen.

Um Wärmerohre auch bei höheren Betriebstemperaturen als die mit dem Fluidkreis erreichbaren 175°C untersuchen zu können, können in den Wärmeübertrager definierte thermische Zusatzwiderstände zur Temperaturerhöhung eingebracht werden. So sind Kondensatortemperaturen von bis zu 400°C möglich.

Teststandshülle mit innenliegendem Wärmerohrprüfling

Der Aufbau der Teststandshülle ist im Wesentlichen von den Abmessungen der zu vermessenden Wärmerohre sowie der geforderten Maximaltemperatur von 400°C bestimmt. Den unteren Teil der Teststandshülle bildet der Verdampferraum, welcher mit einem austauschbaren, elektrischen Heizband ausgestattet ist. Um eine axial möglichst homogene thermische Anbindung des elektrischen Heizers an den Wärmerohrkondensator zu gewährleisten, werden zur besseren Kontaktierung mehrere 150 mm lange Aluminiumblöcke mit entsprechenden Nuten platziert, womit eine Variabilität bezüglich des Wärmerohrdurchmessers gegeben ist. Die Bauteile werden durch Federelemente aus Metall im inneren Dämmkanal fixiert. Mit diesem Heizsystem ist es möglich, die Leistung sowohl von unten als auch von oben (durch Drehen des Heizsystems um die Achse des Wärmerohrs) auf das Wärmerohr aufzubringen. Es können Wärmerohre mit Verdampferlängen von 1,6 m bis 2 m – durch den Einsatz unterschiedlich langer Linienheizer – vermessen werden. Die aufgebrachte elektrische Leistung wird vollständig in thermische Leistung umgewandelt. Der Aufbau des Heizsystems ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

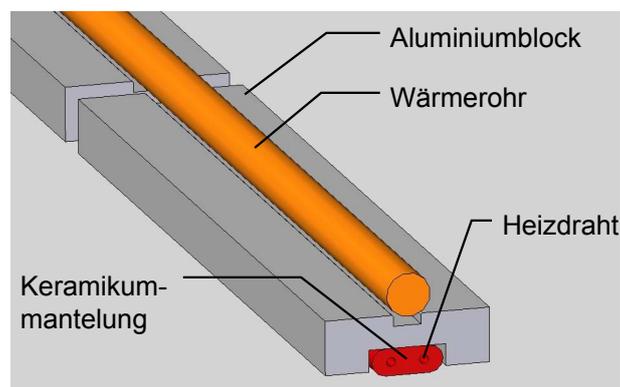


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Anbindung des elektrischen Heizers als Wärmequelle an den Verdampfer des Wärmerohrprüflings mit Aluminium-Blöcken

Für eine möglichst stabile und leichte Konstruktion der Teststandshülle wird ein Rahmen aus Aluminiumprofilen und -blechen verwendet. Innerhalb des Rahmens befindet sich eine hoch-

temperaturfeste Mineralwolldämmung, welche über eine Aussparung in der Mitte verfügt. Der sich dadurch bildende innere Dämmkanal dient zur Aufnahme des Prüflings und teilt sich entsprechend dem Aufbau des Wärmerohrs in drei Bereiche auf: Verdampfer, Transportzone und Kondensator (siehe Abbildung 3.5). Der innere Dämmkanal besitzt einen Querschnitt mit den Maßen 220 mm x 68 mm, sodass mit diesem Prüfstand auch Mehrfach- oder Registerwärmerohre vermessen werden können. Der Rahmen des inneren Dämmkanals besteht aus Silcapan, einem hochoberflächentemperefesten keramischen Dämmstoff. Dieser Werkstoff weist eine geringe Wärmeleitfähigkeit bei ausreichender Festigkeit für eine geringfügig tragende Funktion auf. Mittig in diesem Kanal befindet sich das Wärmerohr. Nachdem das Wärmerohr (inkl. dem elektrischen Heizer) verbaut ist, wird der innere Dämmkanal vollständig mit einer Schüttdämmung aus Blähglasgranulat aufgefüllt. Die Schüttung ermöglicht die Integration von Prüflingen sowie Wärmequellen und –senken unterschiedlicher Geometrien und gewährleistet zusätzlich einen schnellen Umbau des Prüfstands.

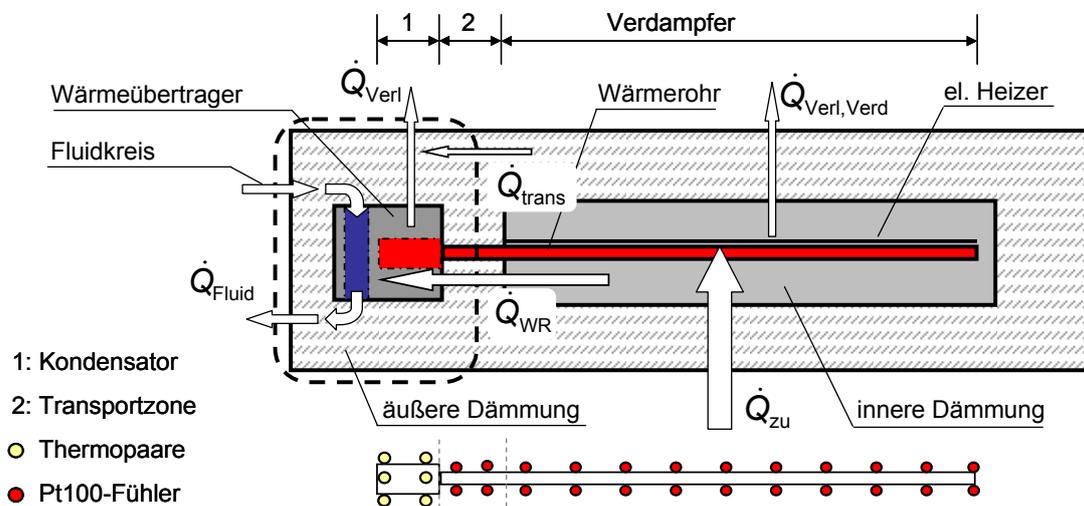


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung der Wärmeströme in der Teststandshülle sowie Darstellung der Temperatursensorpositionen

Für die Bestimmung der gemittelten Verdampfertemperatur werden entlang des Wärmerohrverdampfers mehrere PT-100 Sensoren in gleichen Abständen zueinander an der Oberseite der Rohraußenwand befestigt. Die Temperaturregelung erfolgt über die Wärmezufuhr des Heizbands. Durch acht auf der Oberfläche des Wärmerohrkondensators gleichmäßig verteilten Thermopaare des Typs K erfolgt die Aufnahme der Kondensatortemperatur. Diese wird, wie oben beschrieben, durch den Hochtemperaturthermostat und den Zusatzheizer geregelt. Eine Positionierung der am Wärmerohr angebrachten Sensoren ist in Abbildung 3.5 veranschaulichend dargestellt. Trotz der guten Dämmung des Wärmerohrprüflings liegen Verlustwärmeströme durch die Dämmung vor, die das Messverfahren, wie im Folgenden beschrieben, maßgeblich beeinflussen.

Messverfahren

Mittels des Teststands wird der thermische Leitwert U_{WR} in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen ermittelt. Als Randbedingungen werden der Neigungswinkel φ , die mittlere Kondensatortemperatur \bar{T}_{Kond} und Verdampfertemperatur \bar{T}_{Verd} gesetzt. Ausgangsgröße bei

der Wärmerohrvermessung ist die vom Wärmerohr übertragene Leistung \dot{Q}_{WR} , die aus der dem Fluidwärmestrom \dot{Q}_{Fluid} ermittelt wird, um daraus den Leitwert U_{WR} des Wärmerohrs zu berechnen. Da an verschiedenen Stellen des Prüfstands thermische Verluste sowie ungewollte parasitäre Wärmeströme auftreten, können der vom Wärmerohr übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{WR} und der kalorimetrisch mit dem Heizkreis bestimmte Fluidwärmestrom \dot{Q}_{Fluid} nicht gleichgesetzt werden. Die exakte Bestimmung der Leistung \dot{Q}_{WR} ist jedoch die Voraussetzung für die Berechnung des Wärmerohr- und Wärmeübertragerleitwerts gemäß Gleichung (3.1). Ziel ist demnach zunächst die Ermittlung ungewollter Wärmeströme, um aus der direkten Messung des Fluidwärmestroms die vom Wärmerohr übertragene Leistung berechnen zu können. Entsprechend Abbildung 3.5 ergibt sich im Bereich des Kondensators aus der Energiebilanz nach dem ersten Hauptsatz bei stationärem Zustand die Wärmestrombilanz

$$0 = \dot{Q}_{WR} + \dot{Q}_{Trans} - \dot{Q}_{Verl} - \dot{Q}_{Fluid} \quad (3.2)$$

Zur Berücksichtigung dieses Effekts sind die Wärmeverluste der Teststandshülle in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter innerhalb einer Teststandskalibrierung bestimmt worden. Somit wird der Leitwert von Wärmerohren nach

$$U_{WR} = \frac{\dot{Q}_{WR}}{\Delta T_{WR}} = \frac{\dot{Q}_{Fluid} + \dot{Q}_{Verl} - \dot{Q}_{Trans}}{\bar{T}_{Verd} - \bar{T}_{Kond}} \quad \text{mit}$$

$$\dot{Q}_{Fluid} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{Fluid} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{aus} - T_{ein}) \quad \text{und} \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{Verl} = f(U_{Kali,Verl}) \quad U_{Kali,Verl} = f(T_{umg}, \bar{T}_{Fluid}, \bar{T}_{Kond})$$

$$\dot{Q}_{Trans} = f(U_{Kali,Trans}) \quad \text{und} \quad U_{Kali,Trans} = f(T_{umg}, \bar{T}_{Fluid}, \bar{T}_{Kond})$$

ermittelt. Die Heizleistung \dot{Q}_{zu} geht nicht in diese Betrachtung ein sondern sie dient lediglich der Einstellung der Randbedingungen. Für die Berechnung des Wärmerohrleitwerts wird neben dem Nutzwärmestrom außerdem noch die mittlere Verdampfertemperatur \bar{T}_{Verd} und Kondensatortemperatur \bar{T}_{Kond} benötigt. Die Temperaturen werden als Mittelwert aus den in Abbildung 3.5 dargestellten Temperaturfühlern bestimmt.

Durch die Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator erhöht sich die Leistung, welche vom Wärmerohr übertragen wird. Somit kann die übertragene Leistung bis hin zur Leistungsübertragungsgrenze des Wärmerohrs erhöht werden. Das Erreichen einer Leistungsgrenze macht sich typischerweise während der Messung durch das Ansteigen der unteren Verdampfertemperaturen bemerkbar. Aus diesem Grund sind über der Länge des Verdampfers mehrere Temperatursensoren gleichmäßig verteilt (siehe Abbildung 3.5). Die Leistungsgrenzen werden im instationären Zustand gemessen, wobei die Kondensatortemperatur konstant gehalten und die Verdampfertemperatur mit einer Geschwindigkeit von 2 K/h erhöht wird, wodurch sich eine immer größer werdende Temperaturdifferenz und somit ein kontinuierlicher Anstieg der übertragenen Nutzleistung bis zum Erreichen der Leistungsübertragungsgrenze einstellt.

Um die Randbedingungen regelungstechnisch einzustellen, sowie die Zielparameter messtechnisch zu ermitteln, ist eine Software mit Benutzeroberfläche auf Basis von LABView entwickelt worden. Eine Aufzeichnung der Messparameter erfolgt in einem Intervall von 30 s. Die Grundzüge der Messunsicherheitsbetrachtung sind im Anhang dargestellt.

3.2 Prüfstand zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern

3.2.1 Anforderungsprofil und Auslegung

Grundsätzlich soll der Sammler eine möglichst gute thermische Anbindung zwischen Kondensatoroberfläche des Wärmerohrs und Solarkreislauf herstellen. So definieren wir auch den Sammler. Es handelt sich um den Wärmeübertrager, der bei Leistungsübertragung für den Temperaturabfall von Kondensatoroberfläche des Wärmerohrs bis zur mittleren Fluidtemperatur des Solarkreises verantwortlich ist. Somit ist die gegebenenfalls verwendete Wärmeleitpaste zwischen Wärmerohrkondensator und Sammelrohrwand ein Teilaspekt des Sammlers. Im Prüfstand werden sowohl die Leistungsfähigkeit von marktüblichen Sammlern als auch der Einfluss unterschiedlicher Wärmeleitpasten untersucht.

Marktübliche Sammler verfügen klassischerweise über die Anschlussmöglichkeit von fünf bis zu 30 Wärmerohrkondensatoren nebeneinander. Der Sammler ist dabei im rechten Winkel zu den Vakuumröhren mit Wärmerohren, die im Kollektor die Wärmequelle für den Sammler darstellen, ausgerichtet. Die Beheizung eines kompletten Sammlers würde mehrere Wärmequellen voraussetzen, was den Aufwand des Prüfstands sowie den Einbau des Prüflings stark vergrößern würde. Typischerweise ist der Sammler an jedem Anschluss gleichförmig gestaltet. So kann durch die Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften eines Teilabschnitts auf die thermischen Eigenschaften des gesamten Sammlers geschlossen werden. Zur experimentellen Bewertung wird also der Sammler auf einen Wärmerohranschluss gekürzt.

Mittels des Prüfstands sollen sich in der Geometrie unterscheidende kommerzielle Sammler sowie Prototypen vermessen werden können. Dabei sollen typische im Anlagenbetrieb vorliegende Massenströme sowie Temperaturniveaus abgebildet werden können. Zusätzlich soll der Prüfstand die Möglichkeit einer Temperaturbelastung zur Untersuchung der Dauertauglichkeit bieten. Daraus ergeben sich folgende Anforderungen:

- Die während der Messung vom Sammler maximal zu übertragene Leistung soll mindestens 100 W betragen.
- Das Aufnahmevermögen von verschiedenen Sammlern mit Anschlüssen für Wärmerohre mit Kondensatordurchmessern von $14 \text{ mm} \leq d_{\text{Kond}} \leq 22 \text{ mm}$ soll gewährleistet werden.
- Die Maximaltemperatur sowie die Temperaturbeständigkeit des Prüfaufbaus in Nähe des Prüflings soll bei mindestens 300°C liegen, um thermische Belastungstests durchführen zu können. Dies führt zu der Forderung nach einer guten Wärmedämmung des Prüflings gegen die Umgebung.
- Die Temperatur des Wärmeträgers, der den Sammler durchströmt, soll zwischen 20°C und knapp 100°C variiert werden können.

Ziel ist es, den thermischen Leitwert des Sammlers in Analogie zu Gleichung (3.1) zu bestimmen. Hierzu wird als Wärmequelle statt des Wärmerohrkondensators ein elektrischer Heizer vorgesehen. Die Wärmesenke stellt in diesem Fall der an den Prüfling anzuschließende Fluidkreis dar. Versuchskonzept ist hier, eine thermische Leistung an der Wärmequelle sowie die Fluideintrittstemperatur am Sammlerprüfling aufzuprägen. Damit die Leistung möglichst nur über den Sammler fließt, also nur ein Wärmestrompfad besteht, wird dieser gut wärmegeklärt in einer Testbox installiert. Damit sind die Hauptkomponenten des

Prüfstands wieder eine Teststandshülle, in den die Probe eingebracht wird, sowie ein Fluidkreislauf, dessen Fluid die Probe durchströmt. Variationsmöglichkeiten der Eingangsparameter sind damit Temperaturniveau und Heizleistung sowie Massenstrom.

3.2.2 Messaufbau und –verfahren

Zur Verdeutlichung der grundsätzlichen Konfiguration des Prüfaufbaus, welcher sich wieder aus den genannten Hauptkomponenten ableitet, ist in Abbildung 3.6 der komplett fertig gestellte Teststand dargestellt. Im Folgenden wird genauer auf die einzelnen Komponenten sowie das Messverfahren eingegangen.

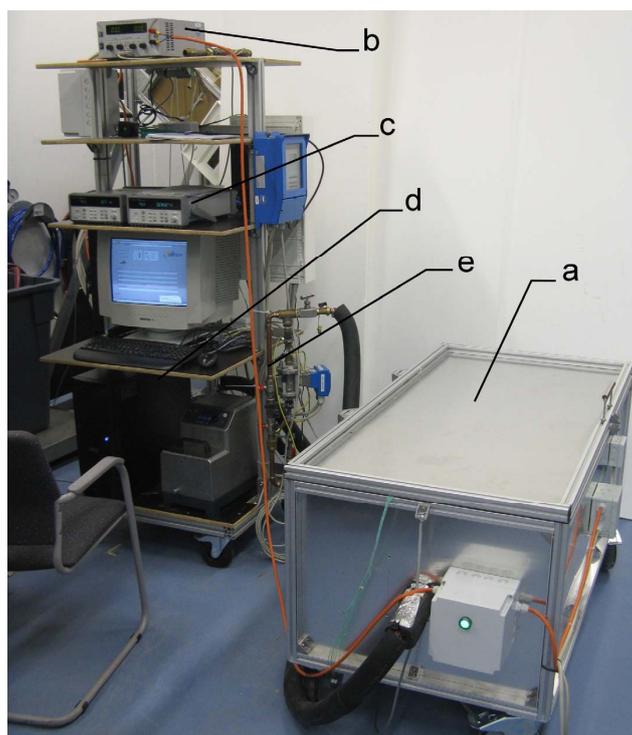


Abbildung 3.6: Prüfstand zur Vermessung von Sammlern für Vakuumröhrenkollektoren mit a) Teststandshülle, b) Netzteil für den elektrischen Heizer, c) Datenlogger, d) Messcomputer und e) Fluidkreis mit Thermostat

Fluidkreislauf mit Thermostat

Aufgrund der geringeren Anforderungen im Gegensatz zum Prüfstand für Wärmeröhre ist der Fluidkreislauf hier weitaus einfacher ausgeführt. So handelt es sich um einen drucklosen Kreislauf mit Wasser als Wärmeträger. Die Einstellung des Temperaturniveaus des Fluidkreises und damit auch der Eintrittstemperatur am Sammlerprüfling erfolgt mit einem handelsüblichen Heizthermostaten. Der Thermostat ermöglicht (abhängig vom Druckverlust des Sammlers) einen Massenstrom von 20 kg/h bis 300 kg/h und Fluidtemperaturen von 15°C bis 90°C.

Der Massen- bzw. Volumenstrom wird über manuelle Regelventile eingestellt und mit einem induktiven Durchflussmesser gemessen. Gemessen werden die Fluidein- und Fluidaustrittstemperaturen in der Testbox unmittelbar vor und nach dem Sammlerprüfling durch Pt-100

Widerstandstemperturfühler (Tauchfühler). Somit kann die vom Sammler übertragene Leistung \dot{Q}_{Sam} kalorimetrisch über die Fluidleistung \dot{Q}_{Fluid} ermittelt werden.

Heizpatrone mit Thermoelementen

Bei dem elektrischen Heizer als Wärmequelle – statt des Wärmerohrs – handelt es sich um eine Heizpatrone mit einer Maximalleistung von 120 W, deren Leistung über die Ansteuerung mittels PID-Regler realisiert wird. Neben der Leistungsregelung kann damit auch auf eine Temperatur geregelt werden. Um die möglicherweise ungleichmäßige Temperaturverteilung auf der Oberfläche der Heizpatrone weiter zu glätten und eine einfache, reproduzierbare Möglichkeit zur Sensorpositionierung zu erreichen, wird die Heizpatrone in eine Messinghülse eingebracht.

Zur Bestimmung des thermischen Leitwerts des Sammlers wird die mittlere Oberflächentemperatur des Kondensators \bar{T}_{Kond} benötigt. Da die Oberfläche typischerweise mit Wärmeleitpaste benetzt ist und der örtliche Wärmedurchgang durch die Paste aufgrund von z. B. Luftpfeinschlüssen variieren kann und zusätzlich die Integration von Temperatursensoren direkt an der Oberfläche zu einer Beeinflussung der Wärmeübertragung führen würde, wird die Temperatur nicht direkt auf der Oberfläche bestimmt. Die Messinghülse besitzt vier Bohrungen, in denen Thermopaare des Typs K als Temperatursensoren positioniert werden, durch welche die Kondensatortemperaturen \bar{T}_{Kond} bzw. hier die Oberflächentemperatur der Messinghülse ermittelt wird. Abbildung 3.7 stellt den Aufbau der Messinghülse dar.

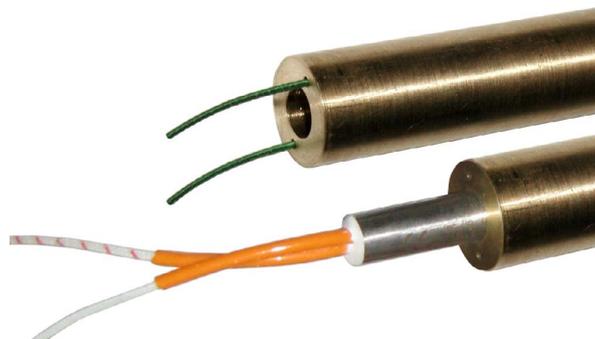


Abbildung 3.7: Messingsteckhülsen mit eingesteckten Thermopaaren zur Bestimmung der mittleren Kondensatortemperatur sowie halb eingesteckter elektrischer Heizpatrone als Wärmequelle

Damit der thermische Leitwert des Sammlers bestimmt werden kann, müssen die durch die Thermopaare gemessenen Temperaturen in die mittlere Oberflächentemperatur des Messingzylinders umgerechnet werden, welche dann der mittleren Oberflächentemperatur des Kondensators \bar{T}_{Kond} entspricht. Die Wärmeleitung durch einen Hohlzylinder kann mit

$$\dot{Q}_{\text{zu}} = \lambda \cdot A(r) \cdot \frac{dT}{dr} \quad \text{mit} \quad A(r) = 2\pi \cdot r \cdot l \quad (3.4)$$

mit der Wärmeleitfähigkeit des Zylindermaterials λ , der vom Radius r abhängigen Zylinderoberfläche A und der Länge des Zylinders l beschrieben werden. Die Umstellung nach der Temperatur und Integration in den Grenzen vom Radius der Sensorposition r_{Sensor} bis zum Außenradius der Messinghülse r_{Kond} liefert

$$dT = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\dot{Q}_{zu}}{2\pi \cdot l} \cdot \int_{r_{\text{Sensor}}}^{r_{\text{Kond}}} \frac{1}{r} \cdot dr \quad (3.5)$$

$$\bar{T}_{\text{Kond}} = \bar{T}_{\text{Sensor}} - \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\dot{Q}_{zu}}{2\pi \cdot l} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{Kond}}}{r_{\text{Sensor}}}\right)$$

womit durch Mittelung der vier gemessenen Temperaturen und der über die Heizpatrone zugeführten Heizleistung \dot{Q}_{zu} die mittlere Oberflächentemperatur der Messinghülse \bar{T}_{Kond} bestimmt werden kann. Für die Messungen wird die Kombination aus Heizpatrone und Messinghülse in den Sammler entsprechend der Einbindung der Wärmerohrkondensatoren unter Verwendung der von den Herstellern empfohlenen Wärmeleitpaste integriert. Da die Messinghülse im Mittel den gleichen Außendurchmesser wie das Wärmerohr besitzt, die Leistung flächig homogen aufgebracht wird und keine Oberflächenbeeinträchtigung durch die Temperatursensoren vorliegt, wird das Wärmerohr als Wärmequelle entsprechend gut abgebildet.

Teststandshülle mit innenliegendem Prüfling

Damit die durch die Heizpatrone aufgeprägte thermische Leistung möglichst ausschließlich über den Sammler fließt, ist eine gute thermische Dämmung des Prüflings gegen die Umgebung innerhalb der Teststandshülle vorgesehen. Die Testbox verfügt dazu über eine äußere Dämmung aus PUR-Hartschaum. Nach Einbringung des Prüflings wird eine innere Schüttdämmung durch Blähglasgranulat eingefüllt, was wieder die Einbringung von Sammlern verschiedener Geometrien sowie den Umbau des Prüfstands erleichtert. Die Dämmung wurde für eine maximale Innentemperatur von 300°C ausgelegt. Dazu wurde mit FEM-Simulationen untersucht, wie stark die Dämmung ausgeführt sein muss, um die maximal zulässige Temperatur an der äußeren PUR-Hartschaum Dämmung nicht zu überschreiten. Abbildung 3.8 stellt den Aufbau der Testbox sowie die vorliegenden Wärmeströme dar.

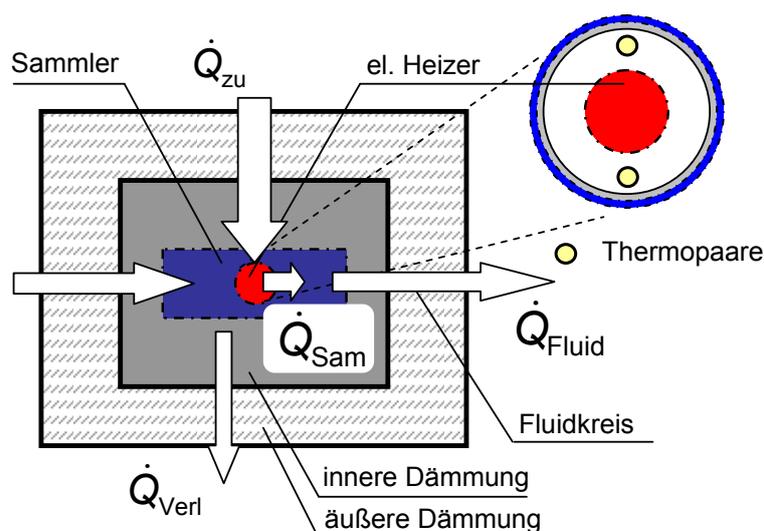


Abbildung 3.8: Schematische Darstellung der Wärmeströme in der Teststandshülle sowie Darstellung der Heizpatrone

Trotz der guten Dämmung des Sammlerprüflings liegen thermische Verlustwärmeströme durch die Dämmung an die Umgebung vor, die wie im Folgenden beschrieben das Messverfahren beeinflussen.

Messverfahren

Ziel ist die Bestimmung des thermischen Leitwerts des Sammlerprüflings U_{Sam} . Als Randbedingungen werden der Massenstrom \dot{m} , die Eintrittstemperatur in den Sammler T_{ein} gesetzt und eine Heizleistung der Wärmequelle \dot{Q}_{zu} aufgeprägt. Bei den Ausgangsgrößen handelt es sich um die Austrittstemperatur des Sekundärkreises T_{aus} sowie die Oberflächentemperatur des Messingzylinders bzw. des Kondensators \bar{T}_{Kond} . Der zur Berechnung des thermischen Leitwerts des Prüflings benötigte Wärmestrom im Sammler \dot{Q}_{Sam} wird über die kalorimetrisch bestimmte Fluidleistung \dot{Q}_{Fluid} bestimmt, wobei diese wieder nicht gleichgesetzt werden können, da im Teststand thermische Verlustwärmeströme durch die Dämmung vorliegen. Die Wärmestrombilanz bei stationärem Zustand nach Abbildung 3.8

$$0 = \dot{Q}_{\text{zu}} - \dot{Q}_{\text{Verl}} - \dot{Q}_{\text{Fluid}} \quad (3.6)$$

ergibt unter der Annahme, dass die gesamte zugeführte Wärme zunächst vom Prüfling transportiert wird, da der Prüfling den elektrischen Heizer fast vollständig umschließt, die vom Prüfling transportierten Leistung

$$\dot{Q}_{\text{Sam}} = \dot{Q}_{\text{Fluid}} + \dot{Q}_{\text{Verl}} \quad \text{mit} \quad \dot{Q}_{\text{Sam}} \approx \dot{Q}_{\text{zu}} \quad (3.7)$$

Die Wärmeverluste von der Prüflingsoberfläche an die Umgebung \dot{Q}_{Verl} sind von der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur sowie dem Temperaturniveau allgemein abhängig und wurden innerhalb der Teststandskalibrierung experimentell ermittelt. Damit kann mit der Fluidleistung

$$\dot{Q}_{\text{Fluid}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \quad (3.8)$$

sowie der Berücksichtigung der kalibrierten thermischen Verluste der Teststandshülle

$$\dot{Q}_{\text{Verl}} = f(U_{\text{Kali}}) \quad \text{mit} \quad U_{\text{Kali}} = f(T_{\text{umg}}, \bar{T}_{\text{Kond}}) \quad (3.9)$$

der thermische Leitwert des Sammlers nach

$$U_{\text{Sam}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Sammler}}}{\bar{T}_{\text{Kond}} - \bar{T}_{\text{Fluid}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Fluid}} + \dot{Q}_{\text{Verl}}}{\bar{T}_{\text{Kond}} - (T_{\text{aus}} + T_{\text{ein}})/2} \quad (3.10)$$

ermittelt werden. Somit können mit diesem Teststand thermische Leitwerte von Sammlern unter Variation von z. B. Massenstrom, verwendeter Wärmeleitpaste, etc. bestimmt werden. Des Weiteren ist es mit diesem Teststand möglich, Sammler innerhalb von Versuchsreihen thermisch zu altern, da innere Betriebstemperaturen bis zu 300°C (ohne Betrieb des Fluidkreises) möglich sind. Die Grundzüge der Messunsicherheitsbetrachtung sind im Anhang dargestellt.

3.3 Wärmerohr-Schnelltest

Der in Abschnitt 3.1 dargelegte Prüfstand zur Bewertung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren erlaubt eine sehr detaillierte Analyse von Wärmerohren. Allerdings ist der Messaufwand relativ groß, so dass dieser Prüfstand ungeeignet ist, um die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Wärmerohrs schnell zu bestimmen und zu klassifizieren. Es gibt zwei Gründe, die zu einer geminderten Funktionsfähigkeit von Wärmerohren führen können:

- Das Arbeitsmedium im Wärmerohr ist nicht für den gewünschten Betriebstemperaturbereich geeignet, da der Betriebstemperaturbereich entweder unterhalb der Schmelztemperatur oder oberhalb der kritischen Temperatur des Arbeitsmediums liegt. Des Weiteren kann eine zu große oder zu kleine Menge an Arbeitsmedium zu einer eingeschränkten Funktionsfähigkeit führen.
- Die Funktionsfähigkeit des Wärmerohrs ist dadurch gemindert, dass sich neben dem Arbeitsmedium nicht kondensierbare Gase im Wärmerohr befinden. Hier kann es sich zum Beispiel um Lufteinschlüsse durch eine nicht ausreichende Evakuierung beim Befüllvorgang handeln. Diese nicht kondensierbaren Gase führen dazu, dass ihr Volumen teile des Wärmerohrs blockiert und damit die Funktionsfähigkeit eingeschränkt ist.

Bei richtiger Wahl des Arbeitsmediums und richtiger Auslegung der Befüllmenge kann der erste Aspekt als Grund für geminderte Funktionsfähigkeit ausgeschlossen werden. Durch Detektion von nicht kondensierbaren Gasen kann damit also auf die Funktionsfähigkeit des Wärmerohrs geschlossen werden.

Innerhalb des Projekts wurde ein zusätzlicher Prüfstand umgesetzt, der es erlaubt mit einem Schnelltestverfahren auf das Vorhandensein von nicht kondensierbaren Gasen zu testen und damit eine Aussage über die Funktionsfähigkeit des Wärmerohrs zu treffen. Im Folgenden werden das Bewertungskriterium zur Klassifizierung der Funktionsfähigkeit sowie der Prüfstand und das Messverfahren erläutert.

3.3.1 Anlauftemperaturdifferenz als Bewertungskriterium

Die Anlauftemperaturdifferenz (ATD) wird als die Temperaturdifferenz zwischen Wärmerohrverdampfer und –kondensator definiert, ab der der zweiphasige Kreisprozess im Wärmerohr vollständig ausgeprägt ist. Hierbei handelt es sich nicht um ein instationäres Phänomen während der Anlaufphase, sondern die ATD bzw. Triebkraft muss grundsätzlich vorliegen, damit das Wärmerohr beginnt zu arbeiten. Für ein optimales Wärmerohr ist diese sehr klein, da schon durch geringe Unterkühlung des Dampfs im Bereich des Kondensators Kondensation einsetzt. Für Wärmerohre mit eingeschlossenen nicht kondensierbaren Gasen (im Folgenden Inertgase) bildet sich der zweiphasige Kreisprozess erst ab weitaus größeren Temperaturdifferenzen aus. Die ATD kann also als ein Bewertungskriterium für die Minderung der Wärmetransportfähigkeit von Wärmerohren durch Inertgaseinschlüsse sein.

Vereinfacht dargestellt haben Inertgase folgenden Einfluss auf das Wärmetransportverhalten im Wärmerohr: Inertgase nehmen wie genannt ein bestimmtes Volumen im Wärmerohr ein, womit der optimale Betrieb des Wärmerohrs behindert wird. Die Inertgase liegen im Kondensator vor, da sie auch für den Fall, dass sie schwerer als der Dampf des Arbeitsmediums sind, durch schon kleine Dampfströme dort ausgeschwemmt werden und ansammeln, da sie nicht kondensieren und wieder abfließen. Gemindert wird der Wärmerohrbetrieb dadurch, dass die Inertgasblase einen Teil der Innenoberfläche im Kondensator abdeckt und

diese somit dem aufsteigenden Dampfstrom nicht mehr als Kondensationsfläche zur Verfügung steht.

Ein kleines Experiment zeigt, aus welchem Grund Inertgase zu einer erhöhten ATD führen. (Später in Abschnitt 4.1.2 wird detailliert auf den Einfluss von Inertgasen auf das Wärmetransportverhalten von Wärmerohren eingegangen.) Im Versuch wird auf den Verdampfer eines Wärmerohrs mit Inertgaseinschlüssen eine Temperatur aufgeprägt. Der Kondensator des Wärmerohrs ist hingegen ungedämmt der Umgebungsluft ausgesetzt. So wird Wärme vom Kondensator nur durch freie Konvektion an die Umgebungsluft übertragen, womit bei sehr geringen Temperaturdifferenzen von Kondensatoroberfläche zu Umgebung das Wärmerohr nur geringfügig Leistung transportiert. Die Verdampfertemperatur wird von Umgebungstemperaturniveau schrittweise um 1,5 K erhöht und jeweils ein stationärer Zustand des Systems abgewartet. In Abbildung 3.9 ist aufgetragen, wie sich die Kondensatortemperatur zur Verdampfertemperatur verhält.

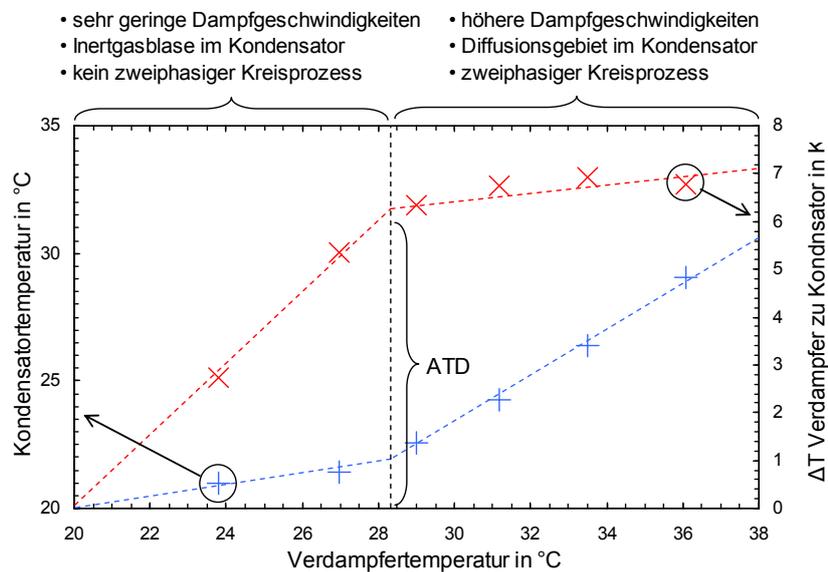


Abbildung 3.9: Messergebnis des Verhaltens eines inertgasbehafteten Wärmerohrs bei sehr geringen Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator und damit sehr geringen übertragenen Leistungen und Feststellung der Anlaufemperaturdifferenz (ATD)

Für schrittweise gesteigerte Temperatur des Verdampfers ist zu erkennen, dass sich eine Erhöhung der Kondensatortemperatur zunächst nur in geringem Maße zeigt. Die Temperaturdifferenz steigt damit zunächst stark an. Ab einer gewissen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator – der ATD – gleicht die Temperaturerhöhung im Kondensator annähernd der im Verdampfer. Die Temperaturdifferenz steigt damit nur noch geringfügig an, was darauf hindeutet, dass sich das Wärmetransportverhalten des Wärmerohrs im Bereich des Erreichens der ATD grundlegend ändert. Wird der Versuch in entgegengesetzter Reihenfolge ausgeführt ergibt sich ein ähnliches Bild. Bei Senkung der Temperaturdifferenz unter den Wert der ATD verändert sich das Verhalten des Wärmerohrs wieder entsprechend. Bei Temperaturdifferenzen bis hin zur ATD ähnelt das Verhalten einem Leerrohr, das axial Wärme leitet und mit thermischen Verlusten behaftet ist. Dies bedeutet, dass kein zweiphasiger Kreisprozess vorliegt; in diesem Bereich ist der thermische Widerstand des Wärmerohrs also konstant groß. Oberhalb der ATD steigt die Kondensatortemperatur an, was zu

geringfügig steigender Leistungsübertragung durch freie Konvektion von der Kondensatoroberfläche an die Umgebung führt. Die Temperaturdifferenz von Verdampfer zu Kondensator nimmt hier nur noch leicht zu, womit der thermische Widerstand in diesem Bereich schnell abnimmt. Der zweiphasige Kreisprozess hat begonnen; das Wärmerohr arbeitet.

Für den Fall, dass der Kreisprozess nicht vorliegt, liegen auch nur sehr geringe Dampfgeschwindigkeiten vor. Der langsam aufsteigende Dampf kann nicht in den Kondensatorraum vordringen, da dieser durch die Inertgasblase verschlossen ist. Erhöht sich die Temperaturdifferenz, so kondensiert irgendwann genügend Restarbeitsmedium im Kondensator. Der nun schneller nachströmende Dampf wirbelt die Inertgasblase auf und es entsteht damit ein Diffusionsgebiet, welches Teile des Kondensators reaktiviert. Es wird also eine bestimmte Triebkraft benötigt, die das Diffusionsgebiet und damit den zweiphasigen Kreisprozess aufrecht erhält. Je mehr Inertgase im Wärmerohr eingeschlossen sind, desto größer sind die benötigte Triebkraft und damit die ATD. Im Folgenden wird der Prüfstand beschrieben, mit dem eine Bestimmung der ATD und damit die Funktionsfähigkeit von Wärmerohren durchgeführt werden kann.

3.3.2 Schnelltest-Prüfstand

Der Prüfstand funktioniert nach einer ähnlichen Methode wie sie oben im Versuch zur Erläuterung des Zusammenhangs zwischen Inertgaseinschluss und Anlauftemperaturdifferenz angewendet wurde. Folgende Überlegungen haben zum Messkonzept geführt: Die ATD kann nur für sehr kleine Leistungen gemessen werden, da bei höherer Leistungsübertragung eine zusätzliche Temperaturdifferenz durch den Wärmestrom im Wärmerohr vorliegt. Damit wird eine Leistungsmessung überflüssig. Das Volumen der Inertgasblase und damit die ATD sind für geringere Temperaturniveaus größer, da bei geringerer Temperatur ein geringerer Druck im Wärmerohr vorliegt. Die Bestimmung der ATD wird also bei möglichst geringen Temperaturen durchgeführt. Die Prüfdauer soll möglichst kurz sein und der Einbau von Prüflingen schnell erfolgen können.

Aufgrund dieser Anforderungen wurde folgendes Messverfahren entwickelt: Auf den Verdampfer wird eine Temperatur von 40°C aufgeprägt. Der Kondensator wird nicht gedämmt und besitzt demnach zunächst ca. Umgebungstemperatur von ca. 20°C. Damit können theoretisch ATDs bis zu 20 K gemessen werden und überschlüssig ergibt sich eine maximale Wärmeabfuhr über freie Konvektion vom Kondensator an die Umgebung in einer Größenordnung von ca. 3 W. Damit wird bei diesem Messverfahren eine etwas größere ATD gemessen als real vorliegt (vgl. Abbildung 3.9). Entsprechend der im Wärmerohr eingeschlossenen Inertgasmenge stellt sich eine Kondensatortemperatur respektive ATD ein.

Der Prüfaufbau sieht vor die Verdampfer-temperatur über einen Fluidkreislauf aufzuprägen. Der Wärmerohrverdampfer wird dazu in ein Rohr größeren Durchmessers des Fluidkreises eingeschoben und somit während des Versuchs umspült. Es handelt sich um einen drucklosen Fluidkreis mit einem Badthermostat, der das Fluid auf 40°C temperiert. Denkbar wären auch eine Fluidwanne mit konstant gehaltener Temperatur oder eine elektrische Beheizung. Der Fluidkreis wird mit einem hohen Massenstrom betrieben und die mittlere Verdampfer-temperatur mit zwei Tauchfühlern überprüft. Am Kondensator, der oben 100 mm aus dem Fluidkreis heraussteht, werden 5 mm unterhalb des oberen Wärmerohrendes Temperatursensoren montiert. Es wurde definiert, dass das Wärmerohr in einem Winkel von 80° zur Horizontalen aufgestellt wird. Abbildung 3.10 stellt den Prüfaufbau schematisch dar.

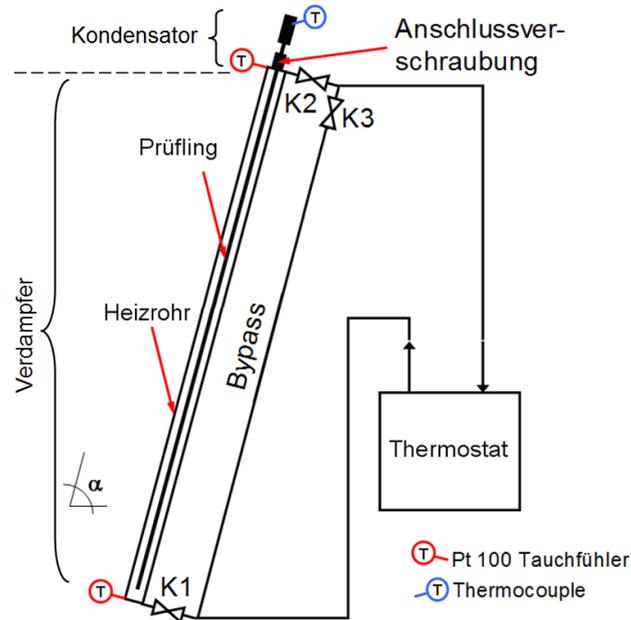


Abbildung 3.10: Schematischer Aufbau des Prüfstands zur Ermittlung der Anlaufemperaturdifferenz von Wärmerohren

Die sich innerhalb weniger Minuten stationär einstellende Differenz zwischen mittlerer Kondensatortemperatur und mittlerer Fluidtemperatur am Verdampfer gibt die ATD an. Durch detaillierte Bewertung des Einflusses von Inertgasen auf das Wärmetransportverhalten (vgl. Abschnitt 4.1.2) sowie dem stetigen Abgleich der Erkenntnisse mit den Messergebnissen der ATD konnte eine Klassifizierung der Wärmerohrqualität in Güteklassen durch das Bewertungskriterium ATD erreicht werden. Zur Bewertung von Wärmerohren bzgl. Inertgaseinschlüssen sind in Tabelle 3.1 die Güteklassen dargestellt.

Tabelle 3.1: Klassifizierung der Wärmerohrqualität in Güteklassen mittels Anlaufemperaturdifferenz

Güteklasse	I	II	III	IV	V	VI
ATD in K	< 1	1 – 2,5	2,5 – 5,5	5,5 – 9	9 – 16	> 16
Qualität	optimal	sehr gut bis gut	befriedigend	eingeschränkt funktionsfähig	Hinweis auf Defekt	Leerrohr

Der Prüfstand erlaubt also eine Klassifizierung der Qualität des Wärmerohrs bzgl. Wärmetransportvermögen durch ein Schnelltestverfahren mit geringem Aufwand und einer Prüfdauer von nur wenigen Minuten. Das Vorhandensein von nicht kondensierbaren Gasen kann durch einen nicht optimalen Befüllvorgang oder durch Alterung des Wärmerohrs (Undichtigkeit oder chemische Reaktionen von Arbeitsmedium oder Rohrmaterial) verursacht werden. Damit kann mit diesem Verfahren einerseits die Qualität der Wärmerohrherstellung gesichert und des Weiteren mögliche Alterungsprozesse bewertet werden. Allerdings ist zu bemerken, dass nicht alle Alterungsprozesse ermittelt werden können. Chemische Umwandlung des Rohrmaterials wie z. B. Korrosion wird nicht detektiert, solange keine Leckage verursacht wird. Zusätzlich können chemische Umwandlungsprozesse des Arbeitsmediums nicht ermittelt werden, wenn sich dabei Stoffe bilden, die weiterhin verdampfen und kondensieren, also am zweiphasigen Kreisprozess teilnehmen.

3.4 Ausheizofen für thermische Belastungstests

Belastungsszenarien für Wärmerohre in Kollektoren lassen sich auf wenige Effekte eingrenzen. Sowohl UV-Strahlung als auch Feuchte spielen keine Rolle. Damit ist die Temperaturbelastung bestimmend für mögliche Degradation von Wärmerohren, wobei ggf. auftretende thermische Dehnung und dadurch mögliche Spannungszustände Berücksichtigung finden könnten. In Vakuumröhrenkollektoren können Stagnationstemperaturen über 300°C auftreten. Um im Labor Temperaturbelastungen von Wärmerohren mit entsprechenden Temperaturniveaus durchführen zu können, benötigt es damit einen Ausheizofen bzw. ein Heißlager. Aufgrund der spezifischen Wärmerohrabmaße von bis zu über zwei Meter Länge ist entschieden worden ein Heißlager neu zu konzipieren und umzusetzen. In Abbildung 3.11 ist das Heißlager abgebildet.

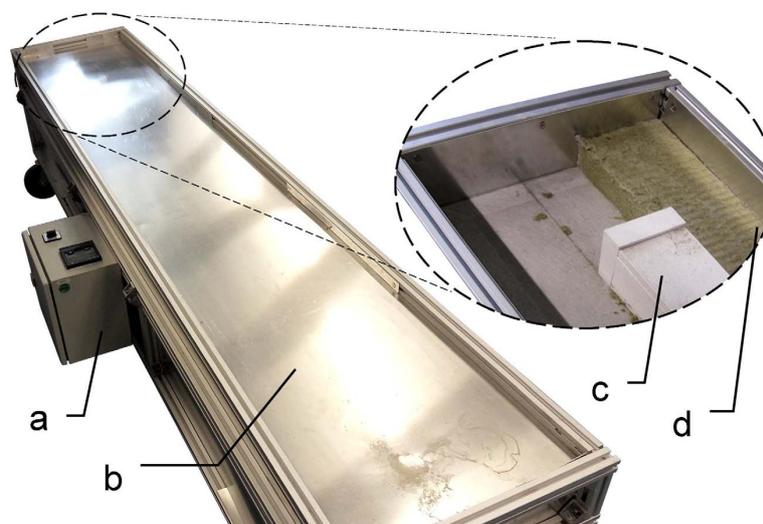


Abbildung 3.11: Ausheizofen für Wärmerohre mit a) Regelung, b) Testbox, c) innerer Dämmkanal mit innenliegendem elektrischen Heizer und Prüflingen und d) äußere Dämmung

Das Heißlager besteht aus einem 50 x 50 mm breiten und 2,1 m langen Keramik-Dämmkanal, in den bis zu 20 Wärmerohre eingelegt werden können. Der Dämmkanal ist in hochtemperaturfeste Steinwolle-Dämmung eingefasst. Über einen temperaturgeregelten Heizstab im Kanal wird die geforderte Temperatur eingestellt. Der Heizstab ist mit einem Meter Länge kürzer als der Dämmkanal, wobei hier mittels der Prüflinge selbst durch deren temperatenausgleichende Wirkung eine sehr konstante Temperatur über der Prüflingslänge erreicht wird. Es können Temperaturen von 20°C (Umgebungstemperatur, keine Kühlung) bis 400°C geregelt werden.

Somit können im Projekt neben den Sammlern (vgl. Abschnitt 3.2.2) auch Wärmerohre temperaturbelastet werden, womit die wesentliche Belastung, die zu Degradation von Wärmerohren in Sonnenkollektoren führt, beschleunigt im Labor durchgeführt werden kann.

4 Eigenschaften kommerzieller Wärmerohrlösungen für Kollektoren

Zur Bewertung der Wärmetransporteigenschaften kommerzieller Wärmerohrlösungen sowie deren Einfluss auf den Kollektorwirkungsgrad werden entsprechend Kapitel 3 sowohl Wärmerohre als auch Sammler messtechnisch bewertet. Unter Berücksichtigung der thermischen Anbindung von Wärmerohrverdampfer an die Absorberoberfläche (Abschnitt 4.3.1) und unter Verwendung von Gleichungen (1.3) bis (1.5) kann auf den Einfluss auf den Kollektorwirkungsgrad geschlossen werden. Bei den betrachteten Kollektoren handelt es sich um Vakuumröhrenkollektoren. Zusätzlich wird in Abschnitt 4.4 die Gebrauchsdauertauglichkeit von kommerziellen Wärmerohrlösungen für VRK durch Versuche zu Frostsicherheit sowie Temperaturbelastung ermittelt und bewertet.

4.1 Wärmetransportverhalten von Wärmerohren

Es sind eine Vielzahl von Wärmerohrproben, die kommerziell in Kollektoren eingesetzt werden, beschafft worden. Zur Verdeutlichung des Aufbaus von Wärmerohren für VRK sind in Abbildung 4.1 exemplarisch verschiedene Wärmerohre dargestellt. Der Aufbau ist grundsätzlich sehr ähnlich, wobei teilweise Stahl Einsatz findet. So verfügen manche Wärmerohre zwischen Verdampfer und Kondensator über einen Edelstahlwellrohr-Kompensator zur Vermeidung mechanischer Spannungen als auch zur Vermeidung von Wärmetransport durch Leitung in der Rohrwand von Verdampfer zu Kondensator im Stagnationsfall. Zusätzlich kann der untere Bereich des Verdampfers kegelförmig aus Stahl ausgeführt sein, um bei Verwendung von Wasser Frostschäden vorzubeugen (vgl. Abbildung 4.1).

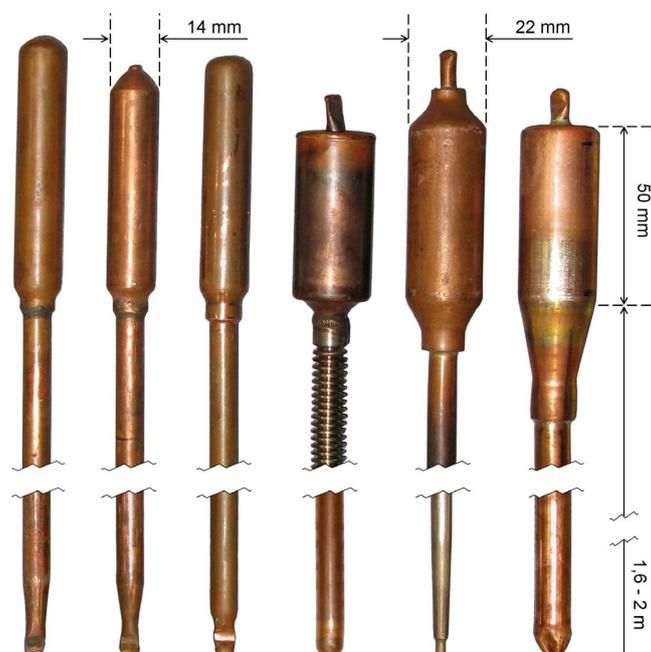


Abbildung 4.1: Kommerziell in Kollektoren eingesetzte Wärmerohre aus Kupfer mit typischen Kondensatordurchmessern von 14 mm und 22 mm

Mehrere Wärmerohre wurden mit dem in Abschnitt 3.1 dargestellten Prüfstand auf ihren thermischen Leitwert sowie ihre Leistungsübertragungsgrenzen hin untersucht. Eine Auswahl an

Messergebnissen wird im Folgenden dargestellt. Die Spezifikationen der Wärmerohre, welche hier Nennung finden, sind in Tabelle 4.1 aufgezeigt.

Tabelle 4.1: Geometrische Abmaße der im Folgenden messtechnisch bewerteten marktüblichen Wärmerohre

Typ	l_{Kond} in mm	$d_{\text{a,Kond}}$ in mm	$d_{\text{i,Kond}}$ in mm	l_{Verd} in mm	$d_{\text{a,Verd}}$ in mm	$d_{\text{i,Verd}}$ in mm	l_{WR} in mm	Medium	Masse in g
WR-M-01	45	22	20,5	1700	8	6,5	1900	Wasser + x	~ 4 g
WR-M-02	65	22	19	1745	8	6	1950	Wasser	1,9 g
WR-M-03	55	14	12,2	1620	8	6,5	1700	Wasser + x	~ 2 g
WR-M-04	50	14	12,5	1620	8	6,2	1720	Wasser	~ 2 g
WR-M-05	53	22	20	1940	10	9	2060	Hexan	~ 4 g
WR-M-06	65	14	12	1720	12	10	1950	Wasser	-

Tabelle 4.1 zeigt auf, dass sehr oft Wasser als Arbeitsmedium zum Einsatz kommt. Teilweise sind dem Wasser Additive zugemischt, wie z. B. Frostschutzmittel. Genaue Herstellerangaben zum Mengenverhältnis oder Art des Zusatzes liegen nicht vor, womit in der Tabelle nur verdeutlicht wird, dass ggf. nicht reines Wasser vorliegt. Die Massen an Arbeitsmedium sind ebenfalls genannt, insofern Herstellerangaben dazu vorlagen. Diese dienen nur der groben Einordnung der Menge an Arbeitsmedium in Wärmerohren in Kollektoren und können real vom angegebenen Wert abweichen.

4.1.1 Thermische Leitwerte

Der thermische Leitwert eines Wärmerohrs ist der Kehrwert des thermischen Widerstands und gibt nach Gleichung (3.1) an, wie viel Leistung ein Wärmerohr für eine gewisse Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator übertragen kann. Im Folgenden wird dargestellt, wie sich das Wärmetransportverhalten von marktüblichen Wärmerohren und damit der thermische Leitwert innerhalb des Betriebsbereichs verhalten. Das bedeutet, dass die Leistungsübertragungsgrenzen von Wärmerohren, die den Betriebsbereich eingrenzen, zunächst nicht betrachtet werden (vgl. Abbildung 1.2). Die Leistungsübertragungsgrenzen von marktüblichen Wärmerohren werden gesondert in Abschnitt 4.1.3 dargestellt.

Grundsätzlich werden die Wärmerohrproben bei einem Neigungswinkel von 45° messtechnisch bewertet; eine Untersuchung der Winkelabhängigkeit folgt später. Bei einem Winkel von 45° wird sowohl das Temperaturniveau variiert als auch die vom Wärmerohr übertragene Leistung. Dazu wird die mittlere Kondensatortemperatur \bar{T}_{Kond} als zunächst konstant zu haltende Temperatur definiert und schrittweise die mittlere Verdampfertemperatur \bar{T}_{Verd} erhöht. Durch Steigerung der Temperaturdifferenz auf dem Wärmerohr steigt damit ebenfalls die Leistung. Somit kann für ein Temperaturniveau – bezogen auf den Kondensator – die Leistung variiert werden.

Abbildung 4.2 stellt eine exemplarische Messreihe für eine Kondensatortemperatur von 80°C dar (Wärmerohrtyp: WR-M-5). Für jede Temperaturdifferenz wird ein stationärer Betriebszustand abgewartet, was eine Prüfdauer pro Messpunkt von einer bis zu fünf Stunden je nach Temperaturänderung bedeutet. Es stellt sich dar, dass am Kondensator eine über der Oberfläche des Kondensators relativ konstante Temperatur einstellt. Dies ist so zu erwarten,

da mittels des Wärmeübertragers eine möglichst konstante Temperatur aufgeprägt wird. Über der Länge des Verdampfers stellt sich ebenfalls eine sehr gleichmäßige Temperatur ein. Der Temperaturanstieg zwischen Kondensator und Verdampfer liegt innerhalb der Transportzone vor. Nach Abbildung 4.2 werden unterschiedliche Leistungen vom Wärmerohr für die jeweiligen Verdampfertemperaturen bei einer Kondensatortemperatur von 80°C übertragen werden. Damit kann mittels Gleichung (3.1) auf den thermischen Leitwert für den jeweiligen Betriebspunkt geschlossen werden.

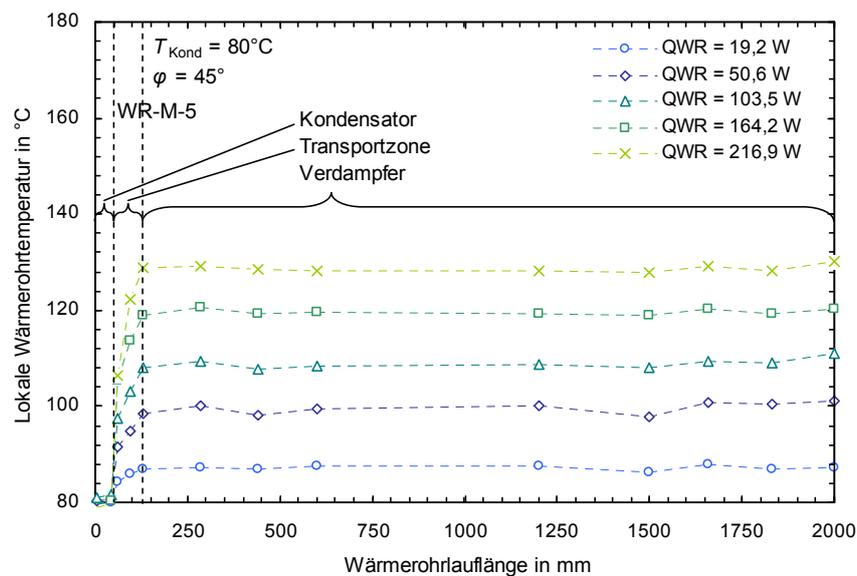


Abbildung 4.2: Exemplarische axiale Temperaturverteilung innerhalb einer Messreihe über der gesamten Wärmerohrlänge für variierende mittlere Verdampfertemperatur und sich ergebende vom Wärmerohr übertragene Leistung bei einem Kondensatortemperaturniveau von 80°C

Die thermischen Leitwerte der in Tabelle 4.1 genannten Wärmerohre wurden bei einem Winkel von 45° unter Variation der Leistung jeweils für mehrere Kondensatortemperaturniveaus ermittelt. Abbildung 4.3 stellt die Messergebnisse dar. Die mittlere Kondensatortemperatur wird mittels der Fluidtemperatur des Hochtemperaturthermostaten eingestellt. Teilweise kann es aufgrund von nötigen Abschätzungen in der Prüfphasenauslegung zu leichten Abweichungen kommen. In den Diagrammen in Abbildung 4.3 bedeutet die Angabe einer genauen Kondensatortemperatur, dass die maximale Abweichung innerhalb der Messreihe bei einem Kelvin und die ungefähre Angabe, dass die maximale Abweichung drei Kelvin liegt.

Grundsätzlich ist zu erkennen, dass die thermischen Leitwerte für die Wärmerohre mit Wasser als Arbeitsmedium WR-M-1, WR-M-2, WR-M-3 und WR-M-4 zwischen fünf und 25 W/K liegen. WR-M-6 mit Wasser als Arbeitsmedium verfügt allerdings über einen relativ geringen thermischen Leitwert. Bei diesem Wärmerohr hat ein Aluminium-Hohlzylinder als Adapter um den Kondensator vorgelegen, wobei Wärmeleitpaste zur thermischen Kontaktierung zwischen Kondensator und Hohlzylinder eingesetzt wurde. Der Adapter führt trotz Wasser als Arbeitsmedium zu dem hier vorliegenden geringen thermischen Leitwert. Der thermische Leitwert des Wärmerohrs WR-M-5 mit Hexan als Arbeitsmedium liegt zwischen $2,3\text{ W/K}$ und $4,2\text{ W/K}$. Damit stellt sich grundsätzlich dar, dass Wasser zu einem weitaus höheren thermischen Leitwert führt als Hexan.

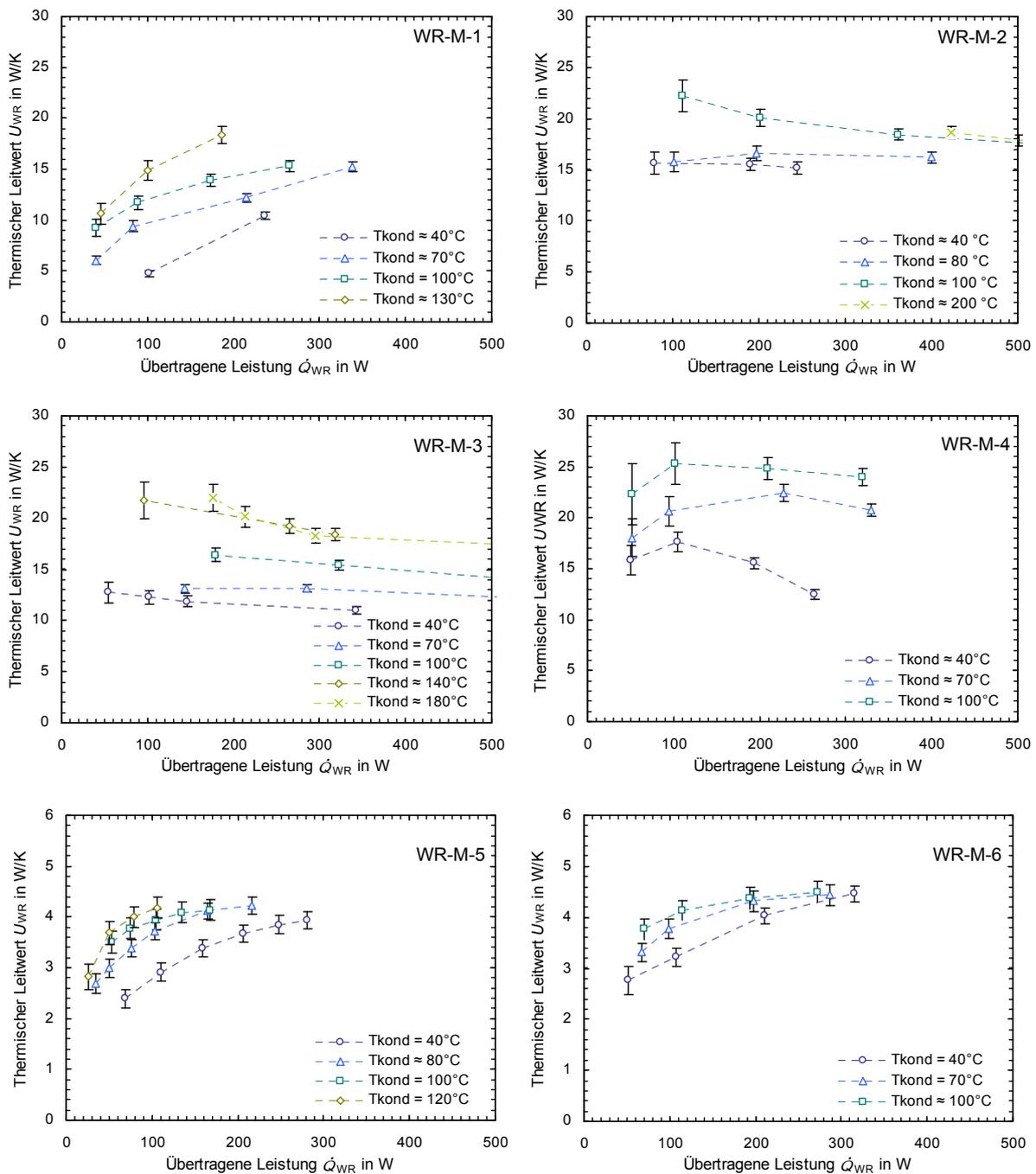


Abbildung 4.3: Messergebnisse thermischer Leitwerte marktüblicher Wärmeröhre für Vakuumröhrenkollektoren in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für jeweils mehrere Kondensatortemperaturniveaus

Des Weiteren ist zu beobachten, dass der thermische Leitwert abhängig vom Temperaturniveau ist. So stellt sich exemplarisch für WR-M-3 dar, dass der thermische Leitwert für eine Kondensatortemperatur von 40°C im Mittel bei ca. 12 W/K und bei 180°C im Mittel bei ca. 19 W/K liegt, was eine Steigerung von 60% bedeutet. Die Abhängigkeit des Leitwerts vom Temperaturniveau kann durch die von der Temperatur abhängigen Stoffdaten wie z. B. Wärmeleitfähigkeit und Viskosität begründet werden. Eine genauere Bewertung der Abhängigkeit des thermischen Leitwerts vom Temperaturniveau ist in Abschnitt 6.2 zu finden.

Die Abhängigkeit des thermischen Leitwerts von der vom Wärmerohr übertragenen Leistung stellt sich für unterschiedliche Wärmerohrtypen voneinander abweichend dar. So zeigen WR-M-2 und WR-M-3 einen für größere Leistungen geringeren thermischen Leitwert. WR-M-4 zeigt für höhere Leistungen den gleichen Zusammenhang auf, wobei für geringe Leistungen der thermische Leitwert leicht abfällt. Der thermische Leitwert der Wärmeröhre WR-M-1, WR-M-5 und WR-M-6 sinkt hingegen für geringere Leistungen stark. Dies kann durch das Vorhandensein von Inertgasen im Wärmerohr begründet werden und wird in folgendem Abschnitt 4.1.2 detailliert erläutert. Somit stellt sich dar, dass drei der sechs vermessenen Wärmeröhre und damit 50% der untersuchten Proben aufgrund von Inertgas-einschlüssen nicht optimal arbeiten.

Bis hierhin wurde jeweils nur das Messergebnis eines Wärmerohrprüflings pro Wärmerohrtyp dargestellt. Somit wurde keine Aussage über die mögliche Varianz des thermischen Leitwerts zwischen mehreren Wärmeröhren eines Typs getätigt. Insbesondere die Feststellung, dass sich in 50% der Wärmerohrtypen eine so große Menge an Inertgasen befindet, dass deren Wärmetransportvermögen stark negativ beeinflusst wird, wirft die Frage auf, in wieweit die Wärmetransportfähigkeit von Wärmeröhren einer Charge schwankt. Dazu wurden jeweils zwei Prüflinge einer Charge der Wärmerohrtypen WR-M-5 sowie WR-M-2 auf ihren thermischen Leitwert hin untersucht. Abbildung 4.4 stellt die Messergebnisse dar.

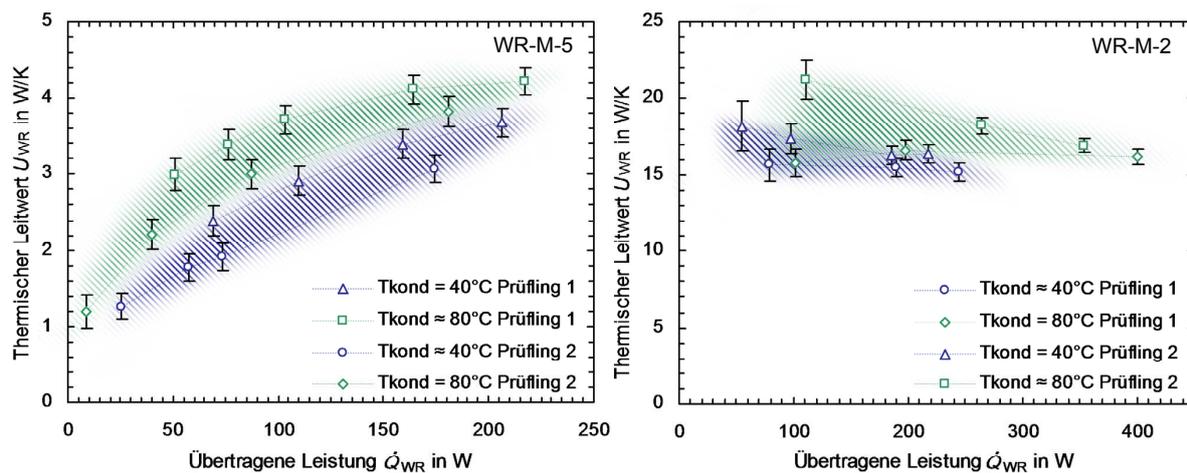


Abbildung 4.4: Varianz des thermischen Leitwerts von jeweils zwei Prüflingen aus einer Charge der Wärmerohrtypen WR-M-5 (links) und des Wärmerohrtyps WR-M-2 (rechts) in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für zwei Kondensatortemperaturniveaus

Es stellt sich dar, dass der thermische Leitwert für die zwei vermessenen Prüflinge des Wärmerohrtyps WR-M-5 für die untersuchten Temperaturniveaus um ca. 20% zwischen den Proben variiert. In Wärmerohrtyp WR-M-5 liegen nach obiger Aussage Inertgase vor und die hier aufgezeigte Varianz lässt vermuten, dass die Inertgasmenge zwischen einzelnen Wärmeröhren einer Charge variiert. Für Wärmerohrtyp WR-M-2, der nach obiger Aussage über keine bzw. geringfügige Inertgaseinschlüsse verfügt, stellt sich dar, dass für große Leistungen eine Abweichung zwischen den Prüflingen von 5% vorliegt und für geringe Leistungen diese Abweichung auf bis zu über 30% ansteigt. Es wird geschlussfolgert, dass nicht alle Einzelwärmeröhre des Typs WR-M-2 inertgasfrei sind. Das Wärmetransportverhalten eines Wärmerohrtyps kann also stark variieren, wobei die Abweichungen maßgeblich durch den negativen Einfluss von Inertgaseinschlüssen verursacht werden. Es wird klar, dass der Fertigungsprozess von Wärmeröhren für mehrere Hersteller Optimierungspotential bietet.

Da Kollektoren je nach Einbausituation und Anlagenplanung unterschiedliche Aufstellwinkel aufweisen können, wurde die Wärmetransportfähigkeit von marktüblichen Wärmerohren auch in Abhängigkeit des Neigungswinkels untersucht. Es wurden fünf der in Tabelle 4.1 genannten Wärmerohrtypen untersucht; die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Der thermische Leitwert der Wärmerohre wurde bei einer mittleren Kondensatortemperatur von ca. 60°C und einer vom Wärmerohr übertragenen Leistung von ca. 100 W ermittelt.

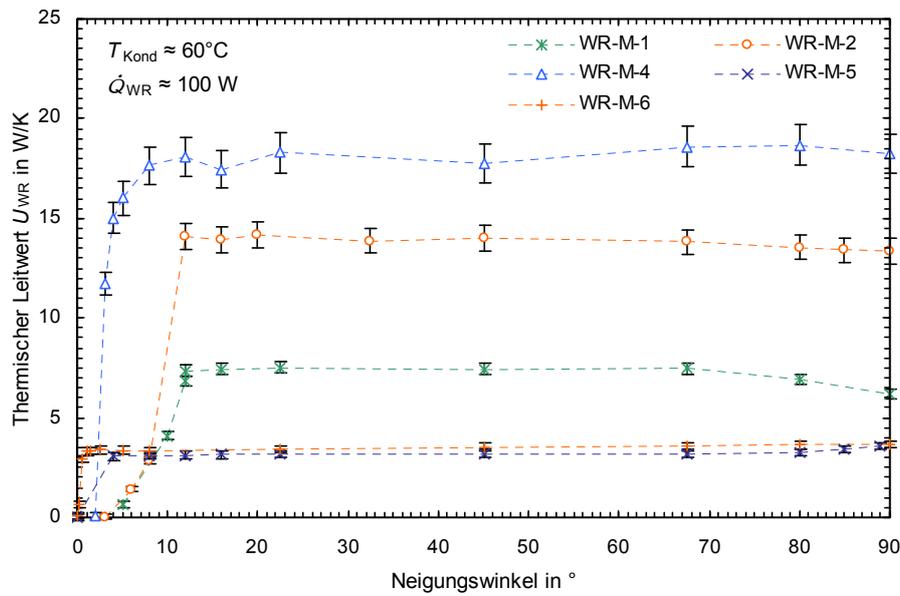


Abbildung 4.5: Abhängigkeit des thermischen Leitwerts vom Neigungswinkel (0° entspricht horizontal) für fünf marktübliche Wärmerohrtypen

Die Messergebnisse zeigen auf, dass der Neigungswinkel grundsätzlich keinen bzw. einen nur sehr geringen Einfluss zwischen Winkeln von 12° bis 90° auf das Wärmetransportverhalten von marktüblichen Wärmerohren für Kollektoren hat. Da Kollektorhersteller von VRK mit Wärmerohren typischerweise minimale Aufstellwinkel zwischen 15° und 20° angeben, kann die Aussage getroffen werden, dass für alle zulässigen Kollektoraufstellwinkel der Einfluss der Wärmerohre auf den Kollektorwirkungsgrad gering sein wird. Für Neigungswinkel unterhalb 12° beginnt der Leitwert für die Wärmerohrtypen WR-M-1 und WR-M-2 einzubrechen. Für Wärmerohrtypen WR-M-4 und WR-M-5 liegt eine Leitwertminderung für Winkel kleiner 4° bzw. 6° vor. Grundsätzlich fällt der Leitwert für geringe Winkel, da es zu einer Temperaturerhöhung unten am Verdampfer kommt. Das bedeutet, dass in den unteren Bereich des Verdampfers kein Kondensat zurückfließt und dieser Bereich damit trocken läuft und durch die fehlende Verdampfung überhitzt. Einerseits hat die Menge an Arbeitsmedium im Wärmerohr Einfluss auf den minimalen Winkel, bis zu dem das Wärmerohr fehlerlos arbeitet. Andererseits hat die geometrische Gestaltung des Wärmerohrkondensators bei geringen Befüllmengen Einfluss. Durch den größeren Durchmesser des Kondensators im Gegensatz zum Verdampfer bildet sich im Kondensator bei geringen Neigungswinkeln eine Kondensatansammlung. Je nach geometrischer Ausformung des Übergangs von Kondensator zu Verdampfer wird sich das Kondensat unterschiedlich stark ansammeln. Wärmerohrtyp WR-M-6 verfügt über einen nur geringfügig größeren Kondensator- zu Verdampferdurchmesser. Damit (und durch eine größere Masse an Arbeitsmedium) kann hier die vollständige

Wärmetransportfähigkeit bis zu fast waagerechter Aufstellung realisiert werden. Dies erlaubt somit auch eine horizontale Aufstellung des Kollektors.

4.1.2 Inertgasproblematik

In Abschnitt 3.3 wurde beschrieben, dass Inertgase in Wärmerohren zu einer Anlaufemperaturdifferenz (ATD) führen. Die ATD wurde definiert sowie die Funktionsfähigkeit von Wärmerohren durch die ATD klassifiziert. Ferner wurde im vorhergehenden Abschnitt 4.1.1 gemutmaßt, dass Inertgaseinschlüsse in Wärmerohren zu einem auffälligen Wärmetransportverhalten führen, da der thermische Leitwert für manche Wärmerohrtypen für geringere übertragene Leistungen geringer ist. Hier soll nun der Zusammenhang zwischen ATD und dem auffälligen Wärmetransportverhalten von 50% der marktüblichen Wärmerohre erläutert werden. Damit wird auch genauer aufgezeigt, in welcher Form Inertgaseinschlüsse das Wärmetransportverhalten von Wärmerohren beeinflussen.

Die Inertgase sammeln sich im Kondensatorraum, womit sich dort eine Inertgasblase bzw. ein Diffusionsgebiet aus Inertgas und Dampf von Arbeitsmedium bildet. [Hijikata 1984] beschreibt, dass – auch wenn die Inertgase schwerer als der Dampf des Arbeitsmediums sind – sich diese schon durch geringe Dampfumwälzung im Kondensator ansammeln. Gemindert wird der Wärmerohrbetrieb dadurch, dass die Inertgasblase einen Teil der Innenoberfläche im Kondensator abdeckt und diese somit dem aufsteigenden Dampfstrom nicht mehr als Kondensationsfläche zur Verfügung steht. Dieser Einfluss spielt besonders bei Wärmerohren in Solarkollektoren mit kleinen Kondensatoren eine entscheidende Rolle. Hier blockiert das Inertgasvolumen im Gegensatz zu klassischen Wärmerohren mit gleichgroßen Verdampfer- und Kondensatorlängen einen prozentual weitaus größeren Anteil des Kondensators. Abbildung 4.6 verdeutlicht die Position der Inertgasblase für ein Standard-Wärmerohr und ein Wärmerohr für solarthermische Kollektoren.

Zusätzlich ist der Einfluss des Temperaturniveaus im Wärmerohr auf das Volumen der Inertgasblase schematisch dargestellt. Eine Temperaturerhöhung im Wärmerohr führt zu einer Partialdruckerhöhung des Arbeitsmediums entsprechend der Dampfdruckkurve. Da typischerweise weitaus weniger Inertgase als Arbeitsmedium im Wärmerohr vorliegen, führt dies zu einer ähnlichen Gesamtdruckerhöhung. Das Volumen der Inertgasblase nimmt ab. Somit sollte der negative Einfluss von Inertgaseinschlüssen für höhere Temperaturen geringer sein. Dies wird im Folgenden anhand der Bewertung von Messergebnissen aus Abschnitt 4.1.1 bestätigt.

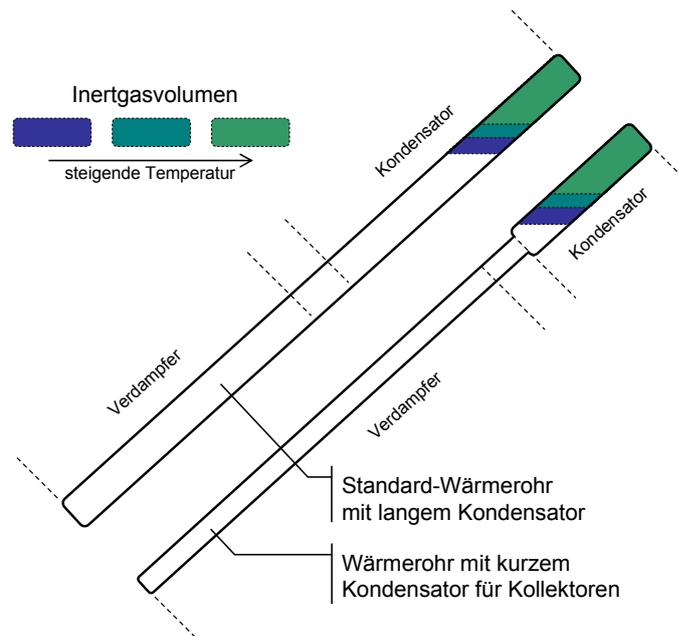


Abbildung 4.6: Vergleichende schematische Darstellung des Inertgasvolumens im Kondensator von Gravitationswärmeröhren mit Einfluss des Temperaturniveaus auf das Inertgasvolumen

Hierzu werden die Messergebnisse der Wärmerohrtypen WR-M-3 und WR-M-5 beispielhaft herangezogen (vgl. Abbildung 4.3). Es wird vermutet, dass WR-M-5 über Inertgaseinschlüsse verfügt und WR-M-3 (fast) frei von Inertgasen ist. Diese Vermutung beruht auf folgendem Zusammenhang: Theoretisch sollten optimale Wärmeröhre für geringere Leistungen einen höheren thermischen Leitwert aufweisen. Wesentliche Einflussfaktoren auf den thermischen Leitwert von Wärmeröhren sind die Kondensations- und Verdampfungswärmeübergänge. Für Wärmeröhre für Sonnenkollektoren mit kleinen Kondensatoren ist also der Kondensationswärmeübergang ausschlaggebend. Dieser ist maßgeblich beeinflusst durch die Wärmeleitung im Kondensatrieselfilm. Die Filmdicke steigt mit der übertragenen Leistung. Damit sollte also bei höheren Leistungen der Wärmerohrleitwert abnehmen. Aus den Messungen geht hervor, dass WR-M-5 einen genau umgekehrten Zusammenhang aufzeigt. Zur weiteren Bewertung der Messergebnisse wird im Folgenden eine andere Darstellung gewählt: Der thermische Leitwert des Wärmerohrs berechnet sich über die übertragene Leistung sowie die Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer, womit diese auch als Messergebnis vorliegt. Stellt man nun nicht den thermischen Leitwert, sondern die Temperaturdifferenz für WR-M-3 und WR-M-5 über der Leistung dar, ergibt sich Abbildung 4.7.

Extrapoliert man die Temperaturdifferenzen hin zu geringen Leistungen ergeben sich folgende zwei Zusammenhänge: Für eine Leistung von null ergibt sich für Wärmerohrtyp WR-M-3, dass ebenfalls eine Temperaturdifferenz von null Kelvin vorliegt. Dies entspricht der Erwartung eines quasi optimal arbeitenden Wärmerohrs. Für WR-M-5 zeigt sich allerdings, dass bei einer Leistung von null Watt bereits eine Temperaturdifferenz vorliegt. Dieser Aspekt

korreliert mit der in Abschnitt 3.3 dargelegten Anlaufemperaturdifferenz⁴. Zusätzlich zeigt sich, dass der Schnittpunkt der extrapolierten Temperaturdifferenzen mit der Ordinate für höhere Temperaturniveaus des Kondensators geringere Werte aufweist. Dies bestätigt die Annahme, dass der negative Einfluss der Inertgase für höhere Temperaturniveaus abnimmt, was sich in einer kleineren ATD zeigt. Der Offset der Temperaturdifferenz bei einer Leistung von null führt damit zu dem auffälligen Wärmetransportverhalten von WR-M-5 mit geringeren thermischen Leitwerten bei geringeren Temperaturen. Damit nimmt der Einfluss der Inertgase für höhere Leistungen ebenfalls ab, was in [Hashimoto 1999] gleichfalls beschrieben wird. Somit ist hier der Einfluss von Inertgasen auf das Wärmetransportverhalten von Wärmerohren dargelegt, wobei der direkte Beweis für das Vorhandensein von Inertgasen noch nicht geführt wurde.

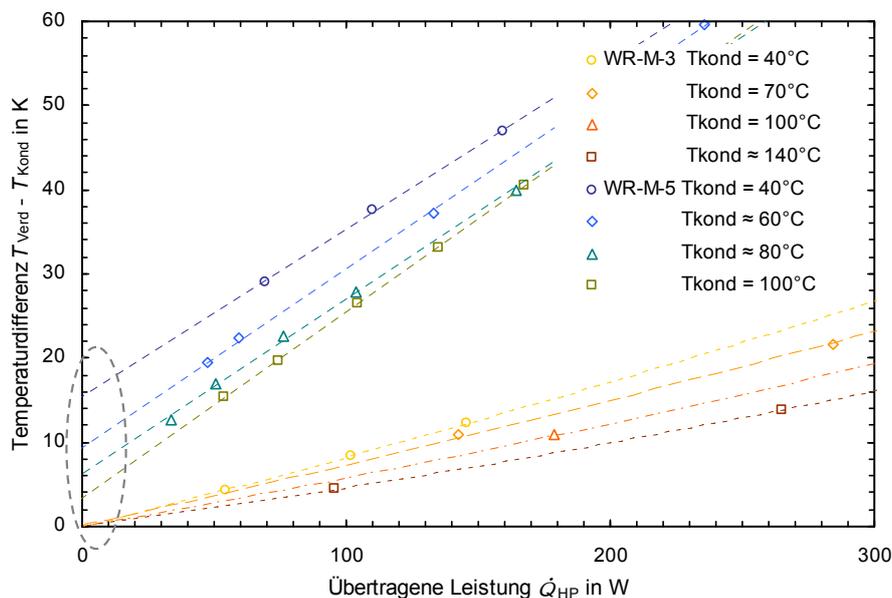


Abbildung 4.7: Messergebnisse der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator für ein Wärmerohr mit Inertgaseinschlüssen (WR-M-5) und ein Wärmerohr ohne Inertgaseinschlüsse (WR-M-3) entsprechend den thermischen Leitwerten aus Abbildung 4.3, Extrapolation der Messergebnisse zu $\dot{Q}_{HP} = 0$ W

Folgendes Experiment bestätigt abschließend die Vermutung, dass Inertgase für den eben beschriebenen negativen Einfluss auf das Wärmetransportvermögen verantwortlich sind. Es sind mehrere baugleiche Wärmerohrproben mit jeweils unterschiedlichen Evakuierungsbefülldrücken (das ist der Luftdruck am Ende der Evakuierungsphase und vor dem Befüllen mit Wärmeträger) gefertigt worden. Alle Wärmerohre wurden mit dem gleichen Verfahren mit einer Masse von fünf Gramm Wasser als Arbeitsmedium befüllt; lediglich der Evakuierungsdruck wurde variiert. Die Wärmerohre enthalten somit gewollte Inertgaseinschlüsse, wobei

⁴ Es sei zu bemerken, dass erstens die Anlaufemperaturdifferenz mittels des Schnelltestverfahrens nicht exakt die Temperaturdifferenz bei einer Leistung von null wiedergibt, da bereits etwas Leistung übertragen wird, und dass zusätzlich die Extrapolation der Temperaturdifferenzen in Abbildung 4.7 fehlerbehaftet ist. Somit können die ATDs aus dem Schnelltestverfahren nicht mit den extrapolierten Temperaturdifferenzen aus dem hier beschriebenen aufwendigen Experiment gleichgesetzt werden.

die Variation des Befülldrucks zu einer Variation der Masse an Inertgas im Wärmerohr führt. Es handelt sich um drei Proben mit Kupfer als Rohrmaterial und üblicher Geometrie von Wärmerohren für Sonnenkollektoren mit kurzem Kondensator, die mit dem Evakuierungsbefüllverfahren, welches in Kapitel 5 erläutert wird, befüllt worden sind. Als Evakuierungsbefülldrücke sind 0,5 Pa, 750 Pa und 1500 Pa eingestellt worden. Die Wärmerohre wurden entsprechend Abschnitt 4.1.1 auf ihren thermischen Leitwert hin untersucht.

Abbildung 4.8 stellt exemplarisch die Messergebnisse der Temperaturdifferenzen zwischen Kondensator und Verdampfer für ein Kondensatortemperaturniveau von 80°C in Abhängigkeit der übertragenen Leistung dar. Zunächst ist festzustellen, dass die Temperaturdifferenzen für geringere Befülldrücke allgemein geringer sind. Dies bedeutet, dass Wärmerohre mit geringerem Befülldruck und damit geringeren Mengen an Inertgasen über einen höheren thermischen Leitwert verfügen. Die Extrapolation der Temperaturdifferenzen in Richtung kleiner Leistungen zeigt, dass die Wärmerohrproben mit geringerem Befülldruck einen geringeren Offset der Temperaturdifferenz bei einer Leistung von null haben. Somit stellt sich dar, dass ein größerer Offset und damit gleichzeitig eine größere Anlaufemperaturdifferenz durch eine größere Menge an Inertgasen verursacht wird. Das auffällige Wärmetransportverhalten mit geringeren Leitwerten bei geringeren Leistungen ist also wie vermutet maßgeblich auf das Vorhandensein von Inertgasen im Wärmerohr zurückzuführen. Allerdings zeigt sich ebenfalls, dass bei einem Befülldruck von 0,5 Pa immer noch Inertgase im Wärmerohr vorliegen, was auf ein nicht optimales Befüllverfahren hindeutet und in Kapitel 5 diskutiert wird.

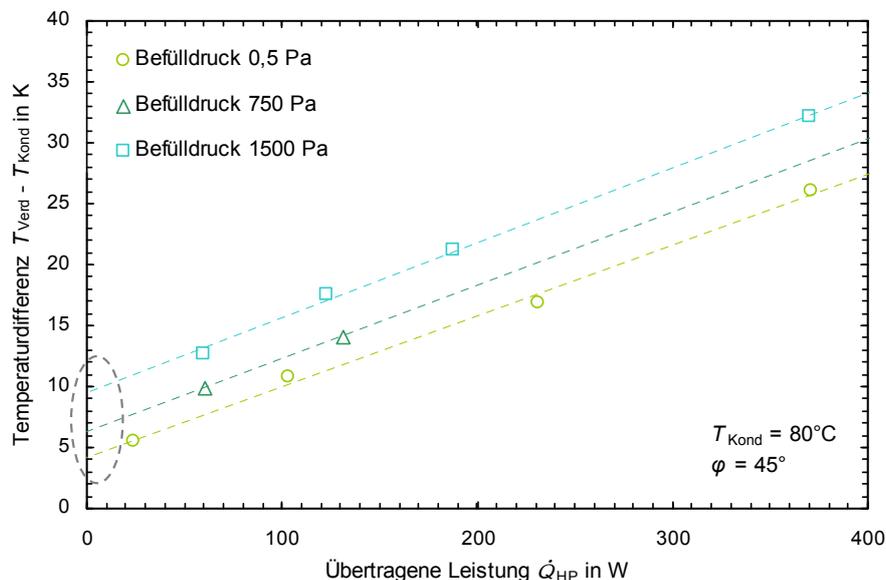


Abbildung 4.8: Messergebnisse der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator für drei am ISFH gefertigte Wärmerohre mit 5 g Wasser als Arbeitsmedium, die mit unterschiedlichen Evakuierungsbefülldrücken hergestellt wurden und damit für höhere Befülldrücke über größere Inertgaseinschlüsse verfügen, Extrapolation der Messergebnisse zu $\dot{Q}_{\text{HP}} = 0$ W

Grundsätzlich sind damit das Vorhandensein und der Einfluss von Inertgasen auf das Wärmetransportverhalten dargelegt. Allerdings wird hier keine Aussage darüber getroffen, wie sich Masse und Stoffart der Inertgaseinschlüsse auf das Wärmetransportverhalten der Wärmerohre auswirken. Grundsätzlich kann von Luftanteilen wie Stickstoff oder Sauerstoff ausgegangen werden. Das Qualitätskriterium ATD zur Bewertung der Wärmerohrqualität ist

ausreichend, da die grundsätzliche Vermeidung von Inertgasen im Fokus steht und relevanter ist als die exakte Kenntnis über Einfluss von Stoffart und Menge der Inertgase. Daher wird auch auf weiterführende Stoffanalysen oder Mengenbestimmungen verzichtet. Die möglichen Ursachen für Inertgaseinschlüsse werden in Abschnitt 4.4.2 sowie Abschnitt 5.1 genauer erläutert.

4.1.3 Leistungsübertragungsgrenzen

Neben den thermischen Leitwerten – beeinflusst durch mögliche Inertgaseinschlüsse – innerhalb des Betriebsbereichs von Wärmerohren müssen zur vollständigen Beschreibung des Wärmetransportverhaltens die Leistungsübertragungsgrenzen von Wärmerohren als obere Grenzen des Betriebsbereichs ebenfalls Berücksichtigung finden (vgl. hierzu Abbildung 1.2). Zunächst wird kurz das Messverfahren zur Bestimmung der Leistungsgrenzen erläutert sowie ausführlich Messergebnisse der Leistungsgrenzen von marktüblichen Wärmerohren dargestellt. Folgend werden die physikalischen Vorgänge, die zu Leistungsbegrenzung führen, sowie der mögliche Einfluss der Leistungsgrenzen auf die Kollektorleistung beschrieben. Innerhalb des Betriebsbereichs von Wärmerohren liegt im gesamten Verdampfer des Wärmerohrs ein Kondensatiefilm bzw. unten im Verdampfer der Sumpf des Arbeitsmediums vor. Verschiedene Effekte führen bei hohen Leistungen dazu, dass der Kondensatfilm nicht mehr den gesamten Bereich des Verdampfers abdeckt. Dies führt zu einer Leistungsbegrenzung und zeigt sich innerhalb der Messungen durch örtlich steigende Temperaturen für die Bereiche des Verdampfers, die trocken laufen und damit überhitzen. Es kann angemerkt werden, dass der für sehr geringe Aufstellwinkel festgestellte einbrechende thermische Leitwert im Prinzip auch eine Leistungsbegrenzung darstellt (vgl. Abbildung 4.5). Abbildung 4.9 zeigt exemplarisch die Temperaturerhöhung im unteren Bereich des Verdampfers bei Erreichen der Leistungsgrenze.

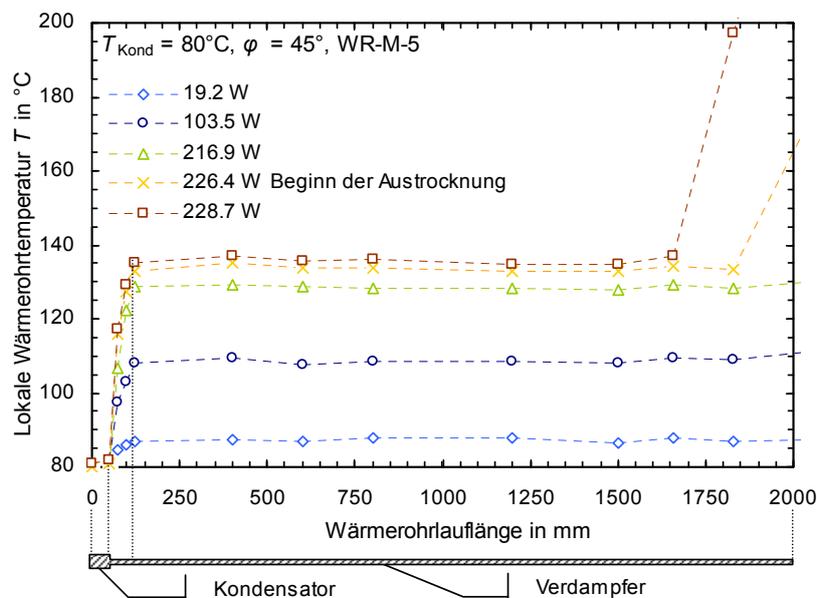


Abbildung 4.9: Exemplarische Messergebnisse der axialen Temperaturverteilung über der gesamten Wärmerohrlänge bei steigenden Verdampfertemperaturen bis hin zur Leistungsgrenze

Zur Ermittlung der Leistungsübertragungsgrenze \dot{Q}_{\max} bei vorgegebener Kondensatortemperatur und vorgegebenem Winkel muss also die mittlere Verdampfertemperatur und damit die übertragene Leistung ermittelt werden, ab der Teile des Verdampfers beginnen auszutrocknen. Hierzu bietet sich an, die Verdampfertemperatur stetig zu erhöhen. Untersuchungen während der Entwicklung des Prüfverfahrens haben ergeben, dass eine Steigerung der mittleren Verdampfertemperatur von zwei Kelvin pro Stunde ausreichend klein ist, um Messfehler aufgrund Instationaritäten weitestgehend auszuschließen. Somit kann entsprechend des Arbeitsbereichs des Prüfstands für jegliche Kondensatortemperatur und Winkel die entsprechende Leistungsübertragungsgrenze des Wärmerohrs aufgenommen werden.

Abbildung 4.10 stellt ermittelte Leistungsgrenzen bei einem Neigungswinkel von 45° für exemplarische marktübliche Wärmerohre dar. Die Kenndaten der hier genannten Wärmerohre WR-M-2, WR-M-3 und WR-M-5 sind Tabelle 4.1 zu entnehmen. Das hier zusätzlich aufgenommene Wärmerohr WR-M-7 entspricht WR-M-5, wobei als Arbeitsmedium Pentan Einsatz findet.

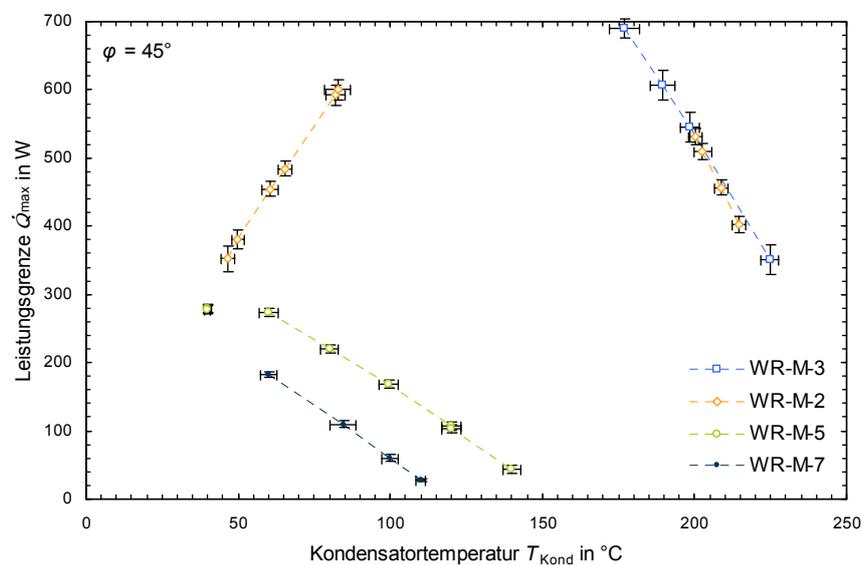


Abbildung 4.10: Leistungsübertragungsgrenzen marktüblicher Wärmerohre mit unterschiedlichen Arbeitsmedien bei einem Neigungswinkel der Wärmerohre von 45° in Abhängigkeit des Betriebstemperaturniveaus

Es ist zu erkennen, dass für alle Wärmerohre die Leistungsübertragungsgrenzen für größere Betriebstemperaturniveaus sinken und gegen null gehen. Extrapoliert man die Messergebnisse ergeben sich für das Wärmerohr mit Pentan eine maximale Temperatur von 120°C , für das Wärmerohr mit Hexan eine maximale Temperatur von 156°C sowie für die Wärmerohre mit Wasser eine Temperatur zwischen 260°C und 275°C . Die maximale Temperatur, bei der die Leistungsgrenze gegen null geht, wird im Folgenden als Abschalttemperatur T_{ab} bezeichnet und lässt sich bei bekannter Masse an Arbeitsmedium sowie Volumen des Wärmerohrs mit Gleichung (1.1) ermitteln. Hier liegt reiner Dampf im Wärmerohr vor – der Dampfgehalt ist eins – und es kann somit keine Leistungsübertragung durch zweiphasigen Kreisprozess mehr stattfinden.

Die Füllgrade an Arbeitsmedium im Wärmerohre sind grundsätzlich gering und entsprechend Tabelle 4.1 für die hier betrachteten Wärmerohre relativ ähnlich. Das bedeutet, dass die Wärmerohre mit Alkanen als Arbeitsmedien im Gegensatz zu Wasser für ähnliche Füllgrade

grundsätzlich weitaus geringere Leistungsübertragungsgrenzen aufweisen. Die Wärmeröhre überträgt ab den genannten Abschalttemperaturen keine Leistung mehr, was dazu führt, dass im Fall des Einsatzes im Kollektor auch keine Leistung mehr vom Absorber zum Solarkreisfluid übertragen wird. Somit kann wie in Abschnitt 2.2 beschrieben durch die Verwendung von Alkanen eine Temperaturminderung im Fall der Stagnation am Solarkreisfluid erreicht werden. In [Mientkewitz 2010] wird dargelegt, wie eine definierte Auslegung der Leistungsübertragungsgrenze zu einer Stagnationstemperaturbegrenzung in Kollektoren führen kann. Mit Wasser als Arbeitsmedium hingegen kann keine signifikante Minderung der Temperatur am Solarreis im Kollektor erreicht werden.

In Abbildung 4.10 wird ebenfalls ersichtlich, dass WR-M-2 neben der Leistungsbegrenzung bei höheren Betriebstemperaturen zusätzlich über eine Leistungsbegrenzung bei niedrigeren Temperaturen verfügt. In diesem Temperaturbereich steigt die maximal übertragbare Leistung zunächst mit steigendem Betriebstemperaturniveau. Eine detaillierte Auswertung der Messergebnisse zeigt auf, dass sich der Temperaturanstieg im unteren Bereich des Verdampfers aufgrund Austrocknung für hohe und niedrige Betriebstemperaturniveaus andersartig darstellt. Abbildung 4.11 zeigt exemplarisch für zwei Messpunkte von WR-M-2 den zeitlich aufgelösten Anstieg der Verdampfertemperaturen im unteren Bereich bei Erreichen der Leistungsgrenzen.

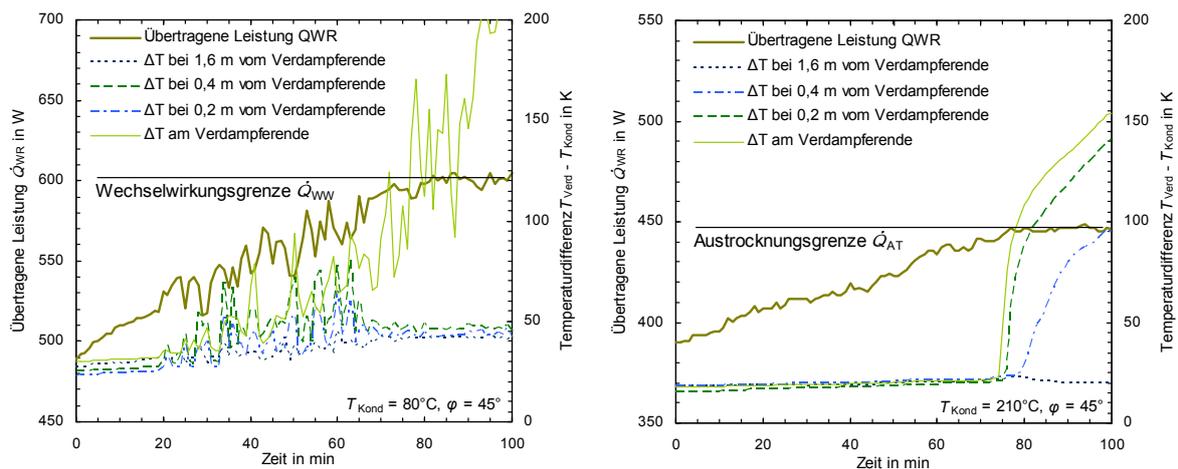


Abbildung 4.11: Exemplarische Darstellungen der Temperaturanstiege von WR-M-2 im unteren Bereich des Verdampfers bei Erreichen der Leistungsübertragungsgrenzen für Kondensatortemperaturen von 80°C (links) und 210°C (rechts), Links deuten zeitlich stark schwankende Verdampfertemperaturen auf die Leistungsbegrenzung durch Wechselwirkung hin, und rechts deuten stetig ansteigende Temperaturen auf die Leistungsbegrenzung durch Austrocknung hin.

Für Wärmerohr WR-M-2 stellt sich dar, dass bis zu einer Kondensatortemperatur von ca. 100°C zeitlich stark schwankende Verdampfertemperaturen bei Erreichen der Leistungsgrenze vorlagen. Für Kondensatortemperaturen über 180°C hingegen steigen die Verdampfertemperaturen bei Erreichen der Leistungsgrenze stetig an. Dies deutet darauf hin, dass es sich hier um zwei unterschiedliche physikalische Effekte handelt, die zur Leistungsübertragungsbegrenzung führen. In Abschnitt 1.1.1 in Abbildung 1.2 sind bereits die aus der Literatur bekannten Leistungsübertragungsgrenzen für Gravitationswärmeröhre zusammengefasst dargestellt (siehe z. B. [Faghri 1995], [Reay 2006]). Die für Gravitationswärmeröhre relevanten Leistungsübertragungsgrenzen sind

- Viskositätsgrenze,
- Schallgeschwindigkeitsgrenze,
- Wechselwirkungsgrenze und
- Austrocknungsgrenze.

Ein Vergleich mit Leistungsgrenzenmodellen und Messergebnissen aus der Literatur hat ergeben, dass es sich bei den hier gemessenen Leistungsgrenzen um die Wechselwirkungsgrenze bei geringeren Betriebstemperaturen und um die Austrocknungsgrenze bei höheren Temperaturen handelt (siehe hierzu auch Abschnitt 6.3). Viskositäts- und Schallgeschwindigkeitsgrenze haben für Gravitationswärmerohre für den Einsatz in Kollektoren mit üblichen Temperaturniveaus (im Bereich bis 500°C) keinen Einfluss und sind nach z. B. [Faghri 1995] nur für Gravitationswärmerohre mit Metallen als Arbeitsmedien relevant.

Die Wechselwirkungsgrenze ist durch folgendes Wirkprinzip verursacht: Innerhalb von Gravitationswärmerohren bilden sich Scherkräfte an der Phasengrenzfläche zwischen dem aufsteigenden Dampf und dem zurückfließenden Kondensat. Diese sind im Bereich hoher Dampfgeschwindigkeiten und damit in der Transportzone am größten. Wird mehr Leistung vom Wärmerohr übertragen, erhöht sich die Dampfgeschwindigkeit und infolgedessen werden die Scherkräfte größer. Dadurch entsteht zunächst eine Wellenbildung im Kondensatfilm. Eine weitere Steigerung der Dampfstromgeschwindigkeit führt zu einem Mitreißen von Kondensat durch den aufströmenden Dampf. Dies führt zu einer Stauung des Kondensats innerhalb der Transportzone und zuletzt zu einer Austrocknung des Verdampferbereichs, da nicht genug Kondensat vom Kondensator zurückfließt. Teile des Verdampfers werden quasi inaktiv, was zu Leistungsbegrenzung führt. Die Wechselwirkungsgrenze ist für höhere Betriebstemperaturniveaus höher, da die Dichte des Dampfes zunimmt und damit die Dampfgeschwindigkeit abnimmt. Abbildung 4.12 stellt schematisch die Wirkprinzipien von Wechselwirkung und Austrocknung vergleichend dar.

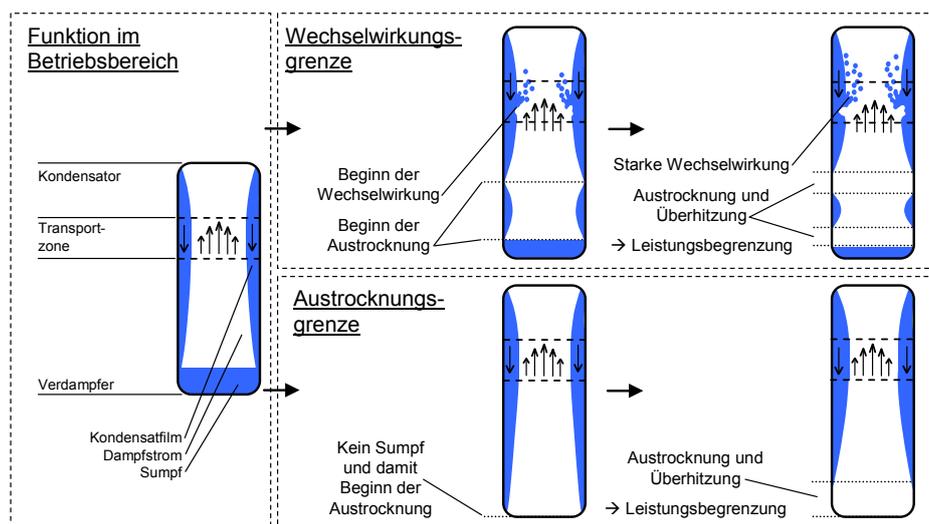


Abbildung 4.12: Schematische Darstellung des Einflusses der Wechselwirkung zwischen Dampf und Kondensatfilm in der Transportzone sowie der Austrocknung des Sumpfs auf den Kondensatfilm im Verdampfer mit einhergehender Überhitzung und damit Leistungsübertragungsbegrenzung

Bei hohen Betriebstemperaturniveaus ist der Betriebsbereich durch die Austrocknungsgrenze eingeschränkt, welche sich dadurch auszeichnet, dass das gesamte Arbeitsmedium am Wärmerohrprozess teilnimmt. Dies bedeutet, dass der Sumpf unten im Verdampfer aufgebraucht ist und folgend der Kondensatfilm nicht mehr bis zum Ende des Wärmerohrverdampfers fließt. Dies führt wiederum zur Austrocknung – hier vom unteren Bereich – des Verdampfers, womit wieder Teile des Verdampfers quasi inaktiv werden, was erneut zu Leistungsbegrenzung führt.

Neben der Abhängigkeit der Leistungsübertragungsgrenzen von der Kondensator- respektive Betriebstemperatur sind sie ebenfalls vom Neigungswinkel des Wärmerohrs abhängig. Da Kollektoren über variable Aufstellwinkel verfügen können, ist der Einfluss des Neigungswinkels ebenfalls messtechnisch bewertet worden. In Abbildung 4.13 sind die Messergebnisse der Wechselwirkungsgrenze in Abhängigkeit des Neigungswinkels für WR-M-2 mit Wasser als Arbeitsmedium dargestellt.

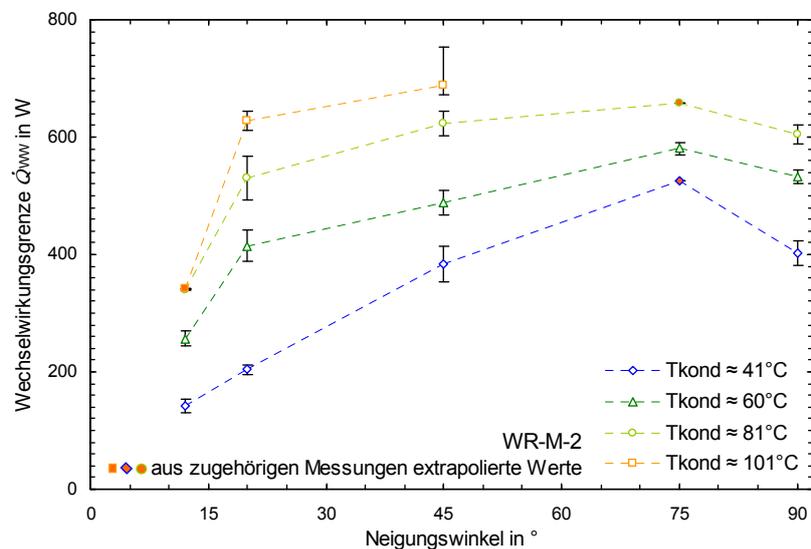


Abbildung 4.13: Winkelabhängigkeit der Wechselwirkungsgrenze für mehrere Kondensatortemperaturniveaus für WR-M-2 mit Wasser als Arbeitsmedium

Grundsätzlich zeigt sich, dass die Wechselwirkungsgrenze für geringere Kondensatortemperaturniveaus geringer ist, was sich mit den Messergebnissen aus Abbildung 4.10 deckt. Das Maximum der übertragbaren Leistung liegt im Bereich eines Neigungswinkels von 75°, was dem einem aus der Fachliteratur bekannten Winkel von 70° entspricht (z. B. [Faghri 1995]). Für einen Neigungswinkel von 90° sinkt die Wechselwirkungsgrenze leicht und für einen Winkel von 12° und eine Kondensatortemperatur von ca. 40°C beträgt der Wert nur noch ungefähr 35% des Maximums.

Die Winkelabhängigkeit der Austrocknungsgrenze wurde ebenfalls messtechnisch bewertet. Hierzu wurde WR-M-7 mit Pentan als Arbeitsmedium verwendet, da einerseits die Austrocknungsgrenze von den marktüblichen Wärmerohren mit Wasser messtechnisch schwerer zu erfassen ist und andererseits die Leistungsgrenze für die Wärmerohre mit Alkanen die Funktion der Stagnationstemperaturbegrenzung übernimmt und damit direkt Einfluss auf die Wärmetransporteigenschaft des Kollektors hat. Abbildung 4.14 stellt die Messergebnisse dar.

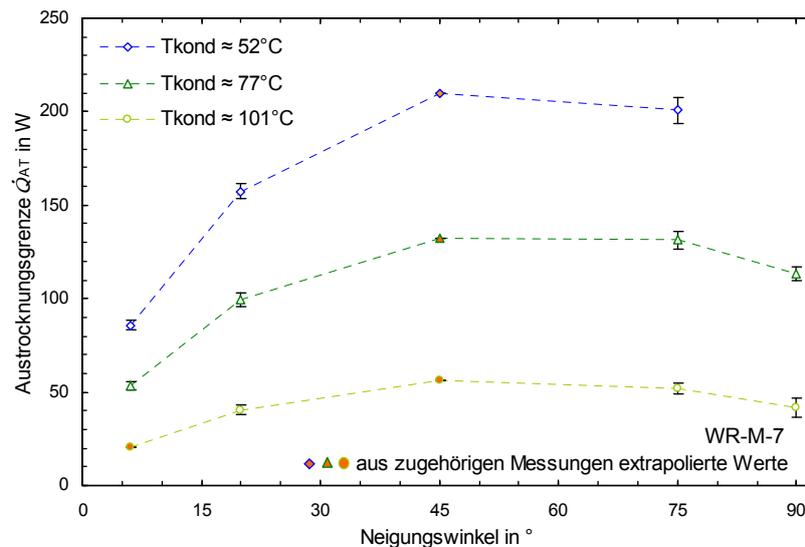


Abbildung 4.14: Winkelabhängigkeit der Austrocknungsgrenze für mehrere Kondensatortemperaturniveaus für WR-M-7 mit Pentan als Arbeitsmedium

Die Austrocknung beginnt entsprechend Abbildung 4.10 für höhere Temperaturen früher. Ansonsten zeigt sich eine ähnliche Winkelabhängigkeit wie bei der Wechselwirkungsgrenze. Das Maximum liegt im Bereich von 60° Neigungswinkel, was ebenfalls Angaben aus der Fachliteratur entspricht. Für geringe Neigungswinkel liegt die Austrocknungsgrenze ebenfalls weitaus geringer als deren Maximalwert im Bereich von 60° Neigung.

Grundsätzlich liegt das Maximum beider Leistungsgrenzen bei Neigungswinkeln nahe 45°, was dem Standard-Neigungswinkel innerhalb der Kollektorleistungsmessungen nach [EN 12975-2] entspricht. Das bedeutet, dass innerhalb der Kollektorprüfung zur Bestimmung des Wärmetransportverhaltens des Kollektors keine Aussage über den möglichen Einfluss der Leistungsübertragungsgrenzen bei anderen Aufstellwinkeln getroffen wird. So kann es der Fall sein, dass z. B. die Wechselwirkungsgrenze für einen Neigungswinkel von 45° noch keinen negativen Einfluss auf die Kollektorleistung bei niedrigen Betriebstemperaturen hat, sich dieser mögliche negative Effekt allerdings dann unbemerkt bei geringen Neigungswinkeln auftritt. Ebenfalls kann die Stagnationstemperaturbegrenzung durch Nutzung der Austrocknungsgrenze je nach Kollektoraufstellwinkel variieren. Somit wird klar, dass mögliche Fehlfunktionen der Kollektoren bei geringen Aufstellwinkeln innerhalb von Normprüfungen zur Zertifizierung ggf. nicht ermittelt werden können, und dass die Auslegung der Wärmerohre bzgl. Leistungsübertragungsgrenzen deren Winkelabhängigkeit berücksichtigen sollte.

Ein Negativbeispiel für eine falsche Auslegung von Wärmerohren bzgl. Wechselwirkungsgrenze und folgend negativem Einfluss auf die Kollektorleistung im Bereich geringer Temperaturen ist in [Eggert 2012] genannt. Am Prüfzentrum Solarthermie des ISFH ist ein VRK mit Wärmerohren leistungsgeprüft worden und ein auffälliges Verhalten im Bereich geringer Temperaturen ermittelt worden. Durch eine ergänzende Bestimmung der Leistungsübertragungsgrenzen eines Wärmerohrs aus diesem Kollektor mit dem hier entwickelten Prüfstand könnte klar gezeigt werden, dass die zu früh einsetzende Leistungsbegrenzung der Wärmerohre für das nicht optimale Wärmetransportverhalten des Kollektors verantwortlich ist.

4.2 Wärmetransportverhalten von Sammlern

Da – wie schon zu Beginn des Kapitels 3 erwähnt – der Sammler ebenfalls relevanten Einfluss auf das Wärmetransportverhalten des Kollektors hat, ist die Kenntnis über die Wärmetransporteigenschaften von Sammlern ebenfalls zu erarbeiten. Dazu werden im Folgenden Messergebnisse marktüblicher Sammler aufgezeigt und bewertet, die mittels des in Abschnitt 3.2 dargelegten neu entwickelten Prüfstands gewonnen wurden. Es wurden mehrere marktübliche Sammler untersucht. In Abschnitt 2.2 wurden die derzeit marktüblichen Ausführungen bereits erläutert, wobei genannt wurde, dass derzeit grundsätzlich nur trockene Anbindungen Einsatz finden. Dies bedeutet, dass der Solarkreislauf im Bereich des Sammlers geschlossen ist, die Wärmerohrkondensatoren also nicht in Kontakt mit dem Solarkreisfluid stehen und damit die Wärmerohre ohne eine Entleerung des Solarkreises gewechselt werden können. Die Sammelrohre für Kollektoren können typischerweise mehrere Wärmerohrkondensatoren in Reihe aufnehmen, wobei die Sammler typischerweise über fünf bis 30 Wärmerohranbindungen verfügen. Zur messtechnischen Bewertung der verschiedenen marktüblichen Sammler werden die Sammler auf eine Wärmerohranbindung gekürzt. Somit sind die Proben, die im Prüfstand vermessen werden entgegen den kompletten Sammlern nur ca. 300 bis 450 mm lang und es kommt nur eine Heizpatrone anstelle eines Wärmerohrkondensators als Wärmequelle zum Einsatz. Grundsätzlich gibt es mehrere marktübliche Lösungsansätze zur thermischen Kopplung zwischen Wärmerohrkondensatoren und Sammler. Im Wesentlichen handelt es sich um Klemm- und Steckverbindungen. Tabelle 4.2 zeigt die grundsätzlichen Eigenschaften der untersuchten Prüflinge auf. So wurden zwei Sammler mit Steck- und zwei Sammler mit Klemmverbindungen untersucht. Probe Sam-1 ist nicht mehr marktüblich, ist aber zu Vergleichszwecken ebenfalls vermessen worden.

Tabelle 4.2: Auflistung und Darstellung messtechnisch untersuchter Proben marktüblicher Sammler für Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren

Prüfling	Sam-1	Sam-2	Sam-3	Sam-4	Sam-5
Abbildung					
Rohrmaterial	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Edelstahl
Für WR - Ø	22 mm	14 mm	m	22 mm	22 mm
Verbindung	Schraubverb.	Steckverbind.	Steckverbind.	Klemmverbind.	Klemmverbind.

Die Messungen werden entsprechend dem Messverfahren, wie es in Abschnitt 3.2 dargestellt worden ist, durchgeführt, wobei folgende Randbedingungen eingehalten wurden. Als Wärmeträgermedium, welches den Sammler durchströmt, wird Wasser eingesetzt. In der Praxis wird in Deutschland in Solaranlagen mit zwangsumströmten Solarkreisen häufig ein Wasser-Glykol-Gemisch als Wärmeträgermedium in den Solarkreisen eingesetzt. Dieses weist schlechtere Wärmetransporteigenschaften als Wasser auf, womit grundsätzlich zu berücksichtigen ist, dass die thermischen Leitwerte der Sammler in der Praxis geringer ausfallen können. Eine Abschätzung bzgl. dieses Effekts wird durch die nähere Betrachtung der Wärmetransporteigenschaften der Sammler innerhalb Abschnitt 6.4 möglich. Alle hier genannten Messungen sind bei einer mittleren Temperatur des Fluids, welches den Sammler

durchströmt, von 20°C bis 22°C durchgeführt worden. Dies entspricht der Fluidtemperatur bei Kollektorleistungsmessungen im Bereich des Konversionsfaktors, wo der Einfluss des internen Leitwerts und damit des Sammlers auf den Wärmetransport im Kollektor am größten ist. Der Einfluss des Fluidtemperaturniveaus wurde zwar ebenfalls untersucht, ist aber relativ gering, so dass nicht weiter darauf eingegangen wird. Innerhalb der Messungen wird der Massenstrom im Bereich von 40 kg/h bis hin zu 300 kg/h variiert.

Messergebnis ist der thermische Leitwert der Sammler U_{Sam} nach Gleichung (3.10), der damit nur in Abhängigkeit des Massenstroms \dot{m} betrachtet wird. Zunächst wurden alle in Tabelle 4.2 dargestellten Sammler mit Verwendung einer Standard-Wärmeleitpaste (WLP-1) mit der Produktbezeichnung P12 der Firma Wacker Chemie AG ($\lambda = 0,81 \text{ W/mK}$) messtechnisch bewertet. Abbildung 4.15 stellt die Messergebnisse dar.

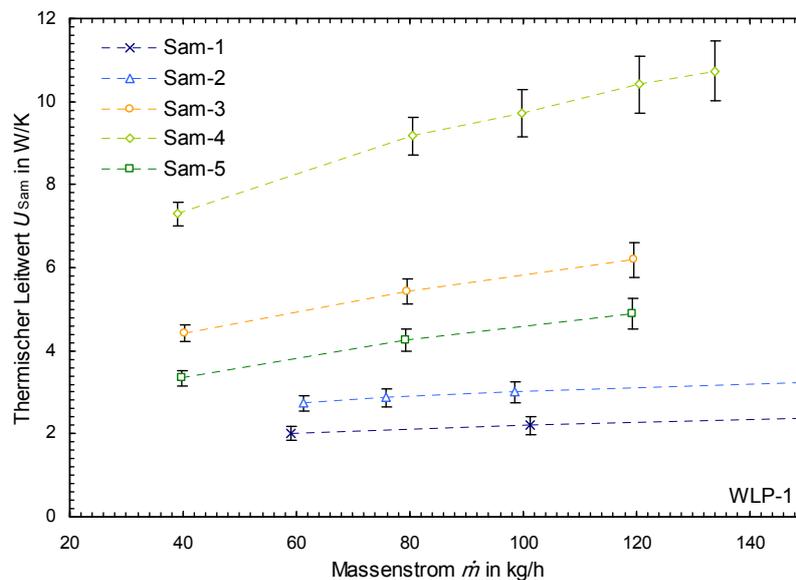


Abbildung 4.15: Messergebnisse der thermischen Leitwerte unterschiedlicher marktüblicher Sammler für VRK mit Wärmerohren in Abhängigkeit des Massenstroms

Der thermische Leitwert der untersuchten Proben liegt im Bereich von ca. 2 W/K bis ca. 11 W/K. Damit ist zunächst ein wesentlicher Punkt festzuhalten: Der thermische Leitwert von Sammlern liegt grundsätzlich im Bereich des thermischen Leitwerts der Wärmerohre. Bei Verwendung von Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium liegt deren Leitwert auch oberhalb 22 W/K, womit für diesen Fall der thermische Leitwert aller Sammler weniger als halb so groß ist. Damit wird schon hier klar, dass bzgl. Optimierung des Nutzwärmestrompfads von Kollektoren mit Wärmerohren der Sammler eine wesentliche Option bietet.

Die nicht mehr gebräuchliche Sammlerbauform Sam-1 weist den geringsten thermischen Leitwert auf. Eine sehr typische Bauform mit Steckhülsen für die Aufnahme von Wärmerohrkondensatoren mit einem Durchmesser von 14 mm, der Prüfling Sam-2 entspricht, verfügt ebenfalls nur über einen geringen thermischen Leitwert im Bereich von 2,7 bis 3,4 W/K. Prüfling Sam-3 entsprechend einer ähnlichen Bauform mit Steckhülsen weist bereits weitaus höhere thermische Leitwerte auf, wobei hier eine starke Abhängigkeit vom Massenstrom festzustellen ist. Grundsätzlich ist zu erwarten, dass der thermische Leitwert aufgrund höherer Turbulenz bei größeren Fluidgeschwindigkeiten steigt. Prüflinge Sam-4 und Sam-5

ähneln sich stark und unterscheiden sich im Prinzip nur im Rohrwandmaterial. Der gemessene thermische Leitwert vom Prüfling Sam-5 mit Edelstahlrohrwand liegt im Bereich von bis zu 4 W/K und damit noch unterhalb des Prüflings Sam-3. Damit stellt eine Klemmverbindung nicht grundsätzlich eine Verbesserung bzgl. Wärmetransportvermögen gegenüber Steckverbindungen dar. Vielmehr hat die Wahl des Rohrmaterials großen Einfluss, wie das Messergebnis des Prüflings Sam-4 aufzeigt, welches einen mehr als doppelt so hohen thermischen Leitwert gegenüber Sam-5 aufzeigt. Eine detaillierte Bewertung zum Einfluss von Strömungsverhältnissen und Einfluss des Rohrwandmaterials folgt in Abschnitt 6.4.2 anhand theoretischer Modellierung.

Es muss die Frage gestellt werden, inwiefern die Kürzung der Sammler auf das Prüflingsformat mit nur einer Wärmerohranbindung Einfluss auf das Wärmetransportverhalten hat. Zusätzlich stellt sich die Frage, inwiefern ggf. Steckhülsen die bezogen auf die Strömungsrichtung im Sammelrohr vor der zu betrachtenden Wärmerohranbindung die Strömung und damit das Wärmetransportverhalten beeinflussen. Dazu wurde ein Sammler entsprechend Prüfling Sam-3 ungekürzt vermessen. Der Sammler (Sam-3u) besitzt fünf Steckhülsen zur Anbindung von Wärmerohren. Es wurde jeweils die Heizpatrone des Prüfstands in eine der Steckhülsen eingebracht und der thermische Leitwert somit nacheinander für die fünf Positionen bestimmt. Abbildung 4.16 zeigt die Messergebnisse.

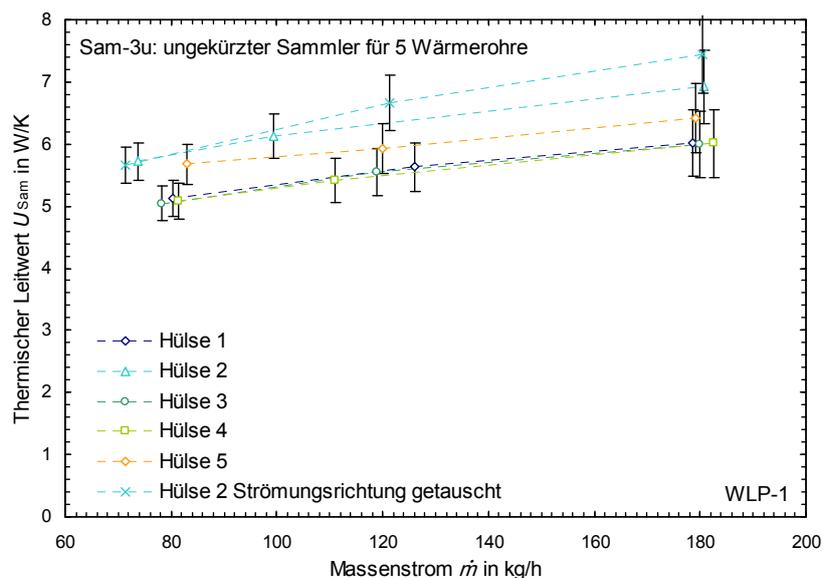


Abbildung 4.16: Messergebnisse der thermischen Leitwerte der einzelnen Steckhülsen eines marktüblichen Sammlers Sam-3u im Vergleich zueinander in Abhängigkeit des Massenstroms

Für einen Massenstrom von 180 kg/h variieren die thermischen Leitwerte der Einzelhülsen zwischen 6 W/K und 7,5 W/K. Auffällig ist, dass insbesondere der thermische Leitwert der Steckhülse 2 abweicht und höher liegt als die anderen Messergebnisse. Hierzu wurde eine weitere Messung durchgeführt, wobei der Sammler in entgegengesetzter Richtung durchströmt wurde. Würde nun die Strömungsform wesentlichen Einfluss auf das Messergebnis haben, so müsste sich für diese Messung ein Leitwert entsprechend Hülse 4 ergeben, da diese ortsgleich wie Hülse 2 bei entgegengesetzter Durchströmungsrichtung positioniert ist. Allerdings ist festzustellen, dass sich wieder ein erhöhter Leitwert einstellt. So kann vermutet werden, dass Steckhülse 2 eine bessere Passform hat und der Spalt zwischen Heizpatrone

und Sammler geringer ist, was dann grundsätzlich in Hülse 2 zu besserer Wärmeübertragung führt. Also ist die Beeinflussung des Wärmeübergangs ins Fluid durch Umströmung von Steckhülsen, die in Strömungsrichtung vor der betrachteten Steckhülse liegen, gering. Die Genauigkeit der Passung hat einen höheren Einfluss womit die Position der Steckhülse im Sammelrohr eine untergeordnete Rolle spielt.

Zusätzlich zeigt der Vergleich der Messergebnisse von Sam-3 mit ungekürztem Prüfling Sam-3u, dass die thermischen Leitwerte von Sam-3 innerhalb der Messpunkte der verschiedenen Steckhülsen von Sam-3u liegen. Somit ist auch die Vermessung eines gekürzten Sammlers zulässig und spiegelt diesbezüglich die Wärmetransporteigenschaften eines kompletten Sammlers gut wieder.

Neben den unterschiedlichen Bauformen von Sammlern, die am Markt vertrieben werden, werden auch unterschiedliche Wärmeleitpasten (WLP) eingesetzt. Grundsätzlich handelt es sich um Wärmeleitpasten auf Silikonölbasis, die zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit über Anteile an Metallpartikeln verfügen. Prüfling Sam-3 wurde mit drei unterschiedlichen (für Kollektoren marktübliche) Wärmeleitpasten vermessen. Die Messergebnisse der thermischen Leitwerte bei Verwendung marktüblicher Leitpasten WLP-2, WLP-3 und WLP-4 sind in Abbildung 4.17 vergleichend zu dem Ergebnis mit WLP-1 dargestellt. Eigenschaften und Packungsangaben der Wärmeleitpasten sind in Tabelle 4.5 auf Seite 78 genannt.

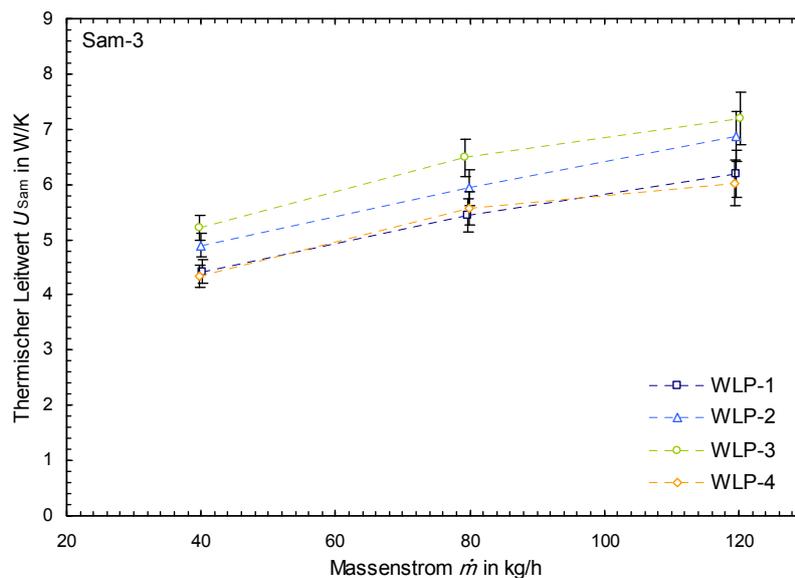


Abbildung 4.17: Messergebnisse der thermischen Leitwerte des Sammlers Sam-3 mit Steckverbindung für unterschiedliche marktübliche Wärmeleitpasten im Spalt zwischen Kondensator und Sammelrohrsteckhülse

Es zeigt sich, dass bei einem Massenstrom von 120 kg/h die thermischen Leitwerte für die in Kollektoren eingesetzten Wärmeleitpasten entweder gleich oder leicht höher liegen, wie für WLP-1. So ist der thermische Leitwert gegenüber der Standard-Leitpaste WLP-1 um bis zu 16% höher. Dies bedeutet, dass die Wahl der Wärmeleitpaste für die untersuchten Proben einen merklichen, allerdings keinen dominierenden Einfluss auf den thermischen Leitwert des Sammlers hat. Unter Berücksichtigung der weiteren Wärmetransportmechanismen im Kollektor kann festgestellt werden, dass bzgl. Kollektorleistung die Wahl marktüblicher Wärmeleitpasten keine Rolle spielt. Jedoch spielt die ungenügende Dauertauglichkeit der

Wärmeleitpasten, wie in Abschnitt 4.4.2 dargelegt, eine wesentliche Rolle. Des Weiteren können neue Wärmeleitpasten mit erhöhten Wärmeleitfähigkeiten den thermischen Leitwert von Sammlern im Gegensatz zu den marktüblichen Wärmeleitpasten wesentlich verbessern, wie in Abschnitt 7.4.2 aufgezeigt.

Fraglich ist, inwiefern die Verwendung von Wärmeleitpasten die Wärmetransportfähigkeit von Sammlern überhaupt verbessert. Dazu ist für mehrere Sammlerprüflinge die Menge an verwendeter Wärmeleitpaste variiert worden. Für diese Untersuchung wurde wieder die Standard-Wärmeleitpaste WLP-1 eingesetzt. Es wurde mehrere Sammlerprüflinge untersucht, da jeweils für Steck- und Klemmverbindungen der Einfluss unterschiedlich ausfallen kann. Abbildung 4.18 stellt die Messergebnisse für einen Massenstrom von 120 kg/h dar.

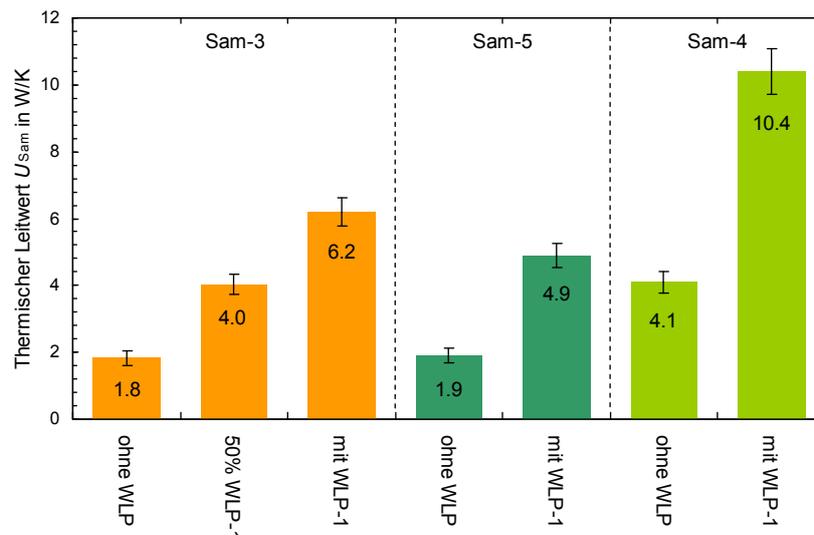


Abbildung 4.18: Messergebnisse der thermischen Leitwerte mehrerer Sammler bei $\dot{m} = 120$ kg/h mit Variation der Menge an Wärmeleitpaste WLP-1 im Spalt zwischen Kondensator und Sammler

Grundsätzlich ist festzustellen, dass der thermische Leitwert ohne Wärmeleitpaste weitaus geringer liegt, als mit Verwendung von Leitpasten. Insofern ist die Verwendung gerechtfertigt. Für Prüfling Sam-3 mit Steckverbindungen stellt sich dar, dass der thermische Leitwert ohne Leitpaste nur ca. 30% des ursprünglichen Werts beträgt. Für die Prüflinge Sam-5 und Sam-4 ergeben sich thermische Leitwerte von ca. 40% des ursprünglichen Werts mit Leitpaste. Damit ist der Einfluss für die Prüflinge mit Klemmverbindung wie zu erwarten geringer, da der Spalt durch die Verpressung von Sammler und Heizpatrone bzw. Wärmerohrkondensator kleiner ist.

Damit ist die grundsätzliche Wärmetransportfähigkeit von marktüblichen Sammlern aufgezeigt und der Einfluss der Variation von Art und Menge an Wärmeleitpaste dargestellt. Bzgl. Wärmeleitpaste ist insbesondere die Abhandlung in Abschnitt 4.4.2 bzgl. Dauertauglichkeit zu beachten, da hier zwar der positive Effekt der Verbesserung des thermischen Leitwerts des Sammlers gezeigt wurde, die Wärmeleitpasten allerdings grundsätzlich stark altern. Eine detaillierte Betrachtung der Wärmetransporteigenschaften der Sammler folgt unter Zuhilfenahme theoretischer Modellierungen in Abschnitt 6.4.2.

4.3 Wärmetransportverhalten von Kollektoren mit Wärmerohren

Durch die messtechnische Bewertung marktüblicher Wärmerohre und Sammler und der damit erlangten Kenntnis über deren Wärmetransporteigenschaften lässt sich ihr Einfluss auf den Wärmetransport im Kollektor diskutieren. Sowohl die Wärmerohre als auch der Sammler sind Komponenten des Nutzwärmestrompfads von Kollektoren. Sie haben damit Einfluss auf den internen Leitwert des Kollektors, der die thermische Güte des Nutzwärmestrompfads beschreibt (wie in Abschnitt 1.1.2 ausgeführt). Grundsätzlich haben die Komponenten damit für jeden Betriebszustand Einfluss auf die Kollektorleistung. Allerdings stellt sich dar, dass der Einfluss der Güte des internen Leitwerts abnimmt, wenn die Kollektornutzleistung sinkt. Dies ist damit begründet, dass in diesem Fall auch weniger Leistung über den Nutzwärmestrompfad fließt und dessen thermischer Widerstand zu einer geringeren Temperaturdifferenz führt. Somit ist der Einfluss von Wärmerohren und Sammler auf den Kollektorwirkungsgrad im Bereich des Konversionsfaktors bei geringen Kollektorinnentemperaturen am größten, wobei dabei der Fall der Stagnationstemperaturminderung durch abschaltende Wärmerohre ausgeklammert bleibt. Abbildung 4.19 zeigt den Einfluss des internen Leitwerts auf die Kollektorwirkungsgradkurve beispielhaft auf. Für einen Kollektorwirkungsgrad von null, wenn die thermischen Verluste des Kollektors gleich der absorbierten Leistung sind, ist kein Einfluss des internen Leitwerts vorhanden. Die Kollektorwirkungsgradkurven schneiden sich dort.

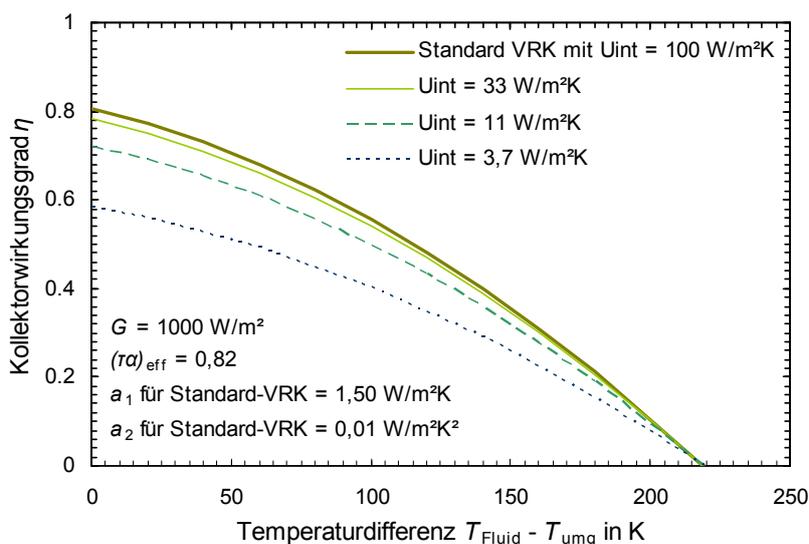


Abbildung 4.19: Berechnung der Minderung des Kollektorwirkungsgrads in Abhängigkeit der Kollektorfluidtemperatur durch einen verminderten internen Leitwert für einen VRK mit beispielhaften Kollektorkennwerten

Aus diesem Grund wird hier nur der Konversionsfaktor als Bewertungskriterium herangezogen. Zur Bewertung des Einflusses des Nutzwärmestrompfads auf den Konversionsfaktor werden Gleichung (1.3) und (1.4) herangezogen, wobei als Näherung

$$\eta_0 = (\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot F' = (\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot \frac{U_{\text{int}}}{U_{\text{int}} + U_{\text{Verl}}} \approx (\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot \frac{U_{\text{int}}}{U_{\text{int}} + a_1} \quad (4.1)$$

angewendet wird. Der thermische Verlustkoeffizient a_1 als Modellparameter entspricht für

den Konversionsfaktor ungefähr dem thermischen Verlustleitwert U_{Verl} des Kollektors. Mit der Berechnung des internen Leitwerts aus den Einzelleitwerten der Komponenten des Nutzwärmestrompfads nach Gleichung (1.5) ergibt sich schlussendlich deren Einfluss auf den Konversionsfaktor. Neben den Komponenten Wärmerohr und Sammler muss allerdings ebenfalls die Wärmetransportfähigkeit der thermischen Kopplung von Absorberoberfläche an den Wärmerohrverdampfer bekannt sein. Diese ist für flächige Absorberfinnen weitläufig bekannt, soll aber trotzdem im Folgenden kurz diskutiert werden, wobei die Verbindungstechniken von Finne zu Absorberrohr sowie die Technik in Dewar-Vakuumröhren ebenfalls angeschnitten werden.

4.3.1 Thermische Anbindung des Wärmerohrs an die Absorberoberfläche

Die thermische Anbindung des Wärmerohrs an die Absorberoberfläche lässt sich in die beiden grundsätzlichen Ausführungsformen nach Abbildung 2.1 – die flache Absorberfinne in Vakuumröhren mit Einfachglas und sowie Wärmeleitbleche innerhalb von Dewar-Vakuumröhren – unterteilen. Die Absorberfinne wird marktüblich per Ultraschallschweißverfahren mit dem Wärmerohrverdampfer verbunden. Weitere Verbindungstechniken wie z. B. Klemmung, Pfalzung oder Lötung kommen nur noch sehr selten zum Einsatz. Somit sind die thermischen Leitwerte der Absorberfinne sowie der Verbindungstechnik zu berücksichtigen, auch wenn schon hier angemerkt werden kann, dass die marktüblichen Verbindungstechniken so gut Wärme leiten, dass dieser Aspekt im Prinzip vernachlässigbar ist. Für eine gerade und gleichmäßig bestrahlte Absorberfinne gibt [Duffie 2006] das Temperaturprofil einer Finnenseite aufgrund Wärmeleitung sowie thermischen Verlusten mit

$$T(x) = \frac{(T_{\text{Verb}} - T_{\text{umg}} - \dot{q}_{\text{Abs}}/U_{\text{Verl}}) \cdot \cosh(m \cdot x)}{\cosh(m \cdot (W_{\text{Abs}} - D_{\text{Abs}})/2)} + T_{\text{umg}} + \dot{q}_{\text{Abs}}/U_{\text{Verl}} \quad (4.2)$$

$$\text{mit } m = \sqrt{\frac{U_{\text{Verl}}}{\lambda \cdot S_{\text{Abs}}}}$$

an. T_{Verb} ist die Temperatur der Finne an der Stelle, an der die Verbindung zum Wärmerohr vorliegt. W_{Abs} ist die Gesamtbreite der Finne, D_{Abs} die Breite der Verbindungsnaht zwischen Finne und Wärmerohr und S_{Abs} die Dicke bzw. Materialstärke des Blechs mit der Wärmeleitfähigkeit λ . Durch Integration der Temperatur über der Finnenbreite $B_{\text{Abs}} = (W_{\text{Abs}} - D_{\text{Abs}})/2$ ergibt sich die mittlere Temperatur der Absorberfinne

$$\bar{T}_{\text{Abs}} = \frac{1}{B_{\text{Abs}}} \cdot \int_{x=0}^{B_{\text{Abs}}} T(x) dx. \quad (4.3)$$

sowie damit nach etwas Umrechnung die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Finnentemperatur und Verbindungstemperatur

$$\Delta T_{\text{Abs}} = \left(T_{\text{umg}} + \dot{q}_{\text{Abs}}/U_{\text{Verl}} - T_{\text{Verb}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\tanh(m \cdot B_{\text{Abs}})}{m \cdot B_{\text{Abs}}} \right). \quad (4.4)$$

Die Leistung \dot{Q}_{Finne}^* pro Einheit Lauflänge des Absorbers in Richtung der Verbindung l_{Abs} , die über den Absorber zum Wärmerohr fließt, ist

$$\dot{Q}_{\text{Finne}}^* = (W_{\text{Abs}} - D_{\text{Abs}}) \cdot (\dot{q}_{\text{Abs}} - U_{\text{Verl}} (T_{\text{Verb}} - T_{\text{umg}})) \cdot \frac{\tanh(m \cdot B_{\text{Abs}})}{m \cdot B_{\text{Abs}}}, \quad (4.5)$$

womit sich der dann von der absorbierten Leistung \dot{Q}_{Abs} sowie den Temperaturen T_{umg} und T_{Verb} unabhängige thermische Leitwert der Finne

$$U_{\text{Finne}}^* = \frac{\dot{Q}_{\text{Finne}}^*}{\Delta T_{\text{Abs}}} = \frac{-2B_{\text{Abs}} \cdot U_{\text{Verl}} \cdot \tanh(m \cdot B_{\text{Abs}})}{\tanh(m \cdot B_{\text{Abs}}) - m \cdot B_{\text{Abs}}} \quad (4.6)$$

pro Einheit Lauflänge des Absorbers mit der Einheit W/mK ermitteln lässt.

Die Verbindungstechniken zwischen Absorberfinne und Wärmerohrverdampfer mit der Verbindungsbreite D_{Abs} besitzen ebenfalls einen thermischen Widerstand, der in Reihe zwischen thermischem Widerstand der Finne $1/U_{\text{Finne}}$ und dem thermischen Widerstand des Wärmerohrs $1/U_{\text{WR}}$ liegen. Aufgrund geringer geometrischer Abmaße der Verbindungen sowie Unbestimmtheit der real vorliegenden Kontaktierungsflächen kann hier keine analytische Lösung zur Beschreibung des Wärmetransportvermögens herangezogen werden. Vielmehr benötigt es messtechnische Untersuchungen. So sind in [Rockendorf 1996] interne Leitwerte von Systemen aus geraden Finnen mit unterschiedlichen Verbindungstechniken sowie direkt durchströmten Rohren messtechnisch ermittelt worden. Dies lässt eine grobe Abschätzung der thermischen Leitwerte der Verbindung zu. Zusätzlich sind innerhalb der hier vorgestellten Arbeiten Kleb- und Lötverbindungen für direkt durchströmte Absorber messtechnisch bewertet worden. Damit liegen neben den thermischen Leitwerten der Finne U_{Finne}^* ebenfalls thermische Leitwerte für unterschiedliche Verbindungstechniken U_{Verb}^* pro Einheit Lauflänge vor. Tabelle 4.3 stellt die thermischen Leitwerte verschiedener Finnenkonfigurationen den Leitwerten der Verbindungstechniken gegenüber. Zur Berechnung des thermischen Leitwerts der Finnen wurde eine Wärmeleitfähigkeit für Kupfer von 325 W/m²K angenommen.

Tabelle 4.3: Thermische Leitwerte von geraden Kupferfinnen mit marktüblichen Abmaßen für VRK sowie thermische Leitwerte von Verbindungsarten zwischen Finne und Absorber- bzw. Wärmerohr jeweils pro Einheit Lauflänge des Absorbers bzw. der Verbindung ($\lambda_{\text{Cu}} = 325 \text{ W/m}^2\text{K}$)

Typ	Breite W_{Abs} in mm	Verbindung D_{Abs} in mm	Dicke S_{Abs} in mm	Material	U_{Finne}^* in W/mK
Finne-1	48	3	0,12	Kupfer	10,41
Finne-2	59	3	0,12	Kupfer	8,37
Finne-3	58	3	0,14	Kupfer	9,94
Finne-4	80	3	0,12	Kupfer	6,10

Typ	Bemerkung	Quelle	U_{Verb}^* in W/mK
Verbindung-1	Klemmung	[Rockendorf 1996]	20-200
Verbindung-2	Klebung (Silikonkleber)	eigene Messung	~40
Verbindung-3	Lötung	eigene Messung	~1000
Verbindung-4	Laserpunktschweißnaht	ISFH	300-600
Verbindung-5	Ultraschallschweißnaht	[Rockendorf 1996]	1000-2000

Es zeigt sich deutlich, dass die üblicherweise angewendete Ultraschallschweißverbindung aufgrund ihrer hohen Wärmetransportfähigkeit als Widerstand vernachlässigt werden kann. Ebenso sind die thermischen Leitwerte der Löt- und Laserschweißverbindungen so hoch, dass sie keinen relevanten Einfluss auf den gesamten internen Leitwert haben. Damit kann der Leitwert der thermischen Kopplung zwischen Absorberoberfläche und Wärmerohrverdampfer für flache Absorberfinnen mit Gleichung (4.6) abgeschätzt werden. So liegen die thermischen Leitwerte der Finnen inkl. Verbindung nach Tabelle 4.3 unter Berücksichtigung von Verdampferlängen zwischen 1,7 m und 2 m ca. zwischen $U_{\text{Abs}} = 15 \text{ W/K}$ bis $U_{\text{Abs}} = 20 \text{ W/K}$ bezogen auf eine Finne.

Für Dewar-Vakuurröhren mit Wärmeleitblechen ist die Wärmetransportfähigkeit von Absorberoberfläche zu Wärmerohr bzw. allgemein Absorberrohr weitaus weniger erforscht. Dies liegt unter anderem darin begründet, dass hier keine analytische Lösung des Wärmeleitungsproblems angewendet werden kann. Insbesondere die Luftspalte, die sich durch die Klemmung zwangsläufig zwischen innerer Glasröhre und Wärmeleitblechen sowie zwischen den Wärmeleitblechen und dem Absorberrohr ausbilden erschweren den Rechenansatz. Die messtechnische Erfassung des Problems ist ebenfalls schwierig, da die Bestimmung der mittleren Absorberoberflächentemperatur sich als sehr aufwendig darstellt. So sind nur wenige Veröffentlichungen bekannt, die diese Problematik behandeln. [Otto 2000] gibt einen internen Leitwert für eine direkt durchströmte U-Rohr Dewar-Röhre mit $U_{\text{int}} = 37 \text{ W/m}^2\text{K}$ an. Damit kann grob auf den thermischen Leitwert der Wärmeleitbleche geschlossen werden. Zusätzlich wurden Kollektorkennwerte von direkt durchströmten Dewar-VRK mit Dewar-VRK mit Wärmerohren verglichen, was ebenfalls Rückschlüsse auf den thermischen Leitwert der Wärmeleitbleche zulässt, wenn neben dem Wärmeübergang innerhalb der direkt durchströmten Absorberrohre zusätzlich die Leitwerte des Wärmerohrs und des Sammlers bekannt sind. Damit kann der thermische Leitwert U_{Abs} der thermischen Kopplung von Absorberoberfläche an die Wärmerohre grob mit ca. 2 W/K für eine 1,7 m lange Dewar-Vakuurröhre abgeschätzt werden, was einem $U_{\text{Abs}}^* = 1,2 \text{ W/mK}$ entspricht. Auch diese grobe Abschätzung zeigt bereits auf, dass für Dewar-Vakuurröhren die Anbindung der Wärmerohre an die Absorberoberfläche thermisch gesehen weitaus schlechter gelöst ist.

4.3.2 Nutzwärmestrompfade kommerzieller VRK mit Wärmerohren

Damit kann nun der Einfluss von Wärmerohren und Sammlern auf den internen Leitwert von VRK mit Wärmerohren und damit ebenfalls auf den Konversionsfaktor geschlossen werden. Da die thermischen Leitwerte der Absorberkonstruktion U_{Abs}^* pro Einheit Lauflänge des Absorbers aufgezeigt wurden, ergibt sich Gleichung (1.5) zur Berechnung des internen Leitwerts zu

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_{\text{Abs}}^* \cdot l_{\text{Abs}}} + \frac{1}{U_{\text{WR}}} + \frac{1}{U_{\text{Sam}}} \right)} \cdot A_{\text{Abs}} \quad \text{mit } U_{\text{Abs}}^* \approx U_{\text{Finne}}^* \quad (4.7)$$

Es werden die internen Leitwerte des Nutzwärmestrompfads von drei exemplarischen Systemen betrachtet. System-1 stellt dabei die typische Konstellation eines Dewar-VRK dar. Hier kommen klassischerweise Wärmerohre mit Wasser sowie ein Sammler mit Steckhülsen entsprechend Typ Sam-2 zum Einsatz. System-2 bezieht sich auf Vakuurröhren mit Glas-Metall-Verbund sowie abschaltenden Wärmerohren mit einem Alkan als Arbeitsmedium und

einem typischen Steckhülsensammler für Wärmerohre mit 22 mm Kondensatoren entsprechend des Typs Sam-3. System-3 beschreibt ebenfalls ein System in einer Vakuumröhre mit Glas-Metall-Verbund nun aber mit einem Wärmerohr mit Wasser als Arbeitsmedium sowie einem Sammler mit Klemmverbindungen entsprechend Sammlertyp nach Sam-4. Die thermischen Leitwerte der Wärmerohre werden aus den in Abschnitt 4.1.1 dargestellten Messergebnissen extrahiert. Es wird jeweils der Leitwert bei einer Kondensatortemperatur von 40°C sowie einer Leistung von 80 W angesetzt, was ungefähr den Betriebsbedingungen des Wärmerohrs im Kollektor im Bereich des Konversionsfaktors entspricht. Für die Sammler werden die messtechnisch ermittelten thermischen Leitwerte bei einem Massenstrom von 120 kg/h angesetzt. Abbildung 4.20 stellt die internen Leitwerte dar, die sich für diese drei exemplarischen Systeme ergeben. In Abbildung 4.20 sind statt der thermischen Leitwerte die thermischen Widerstände der Einzelkomponenten dargestellt, was die folgende Erläuterung vereinfacht.

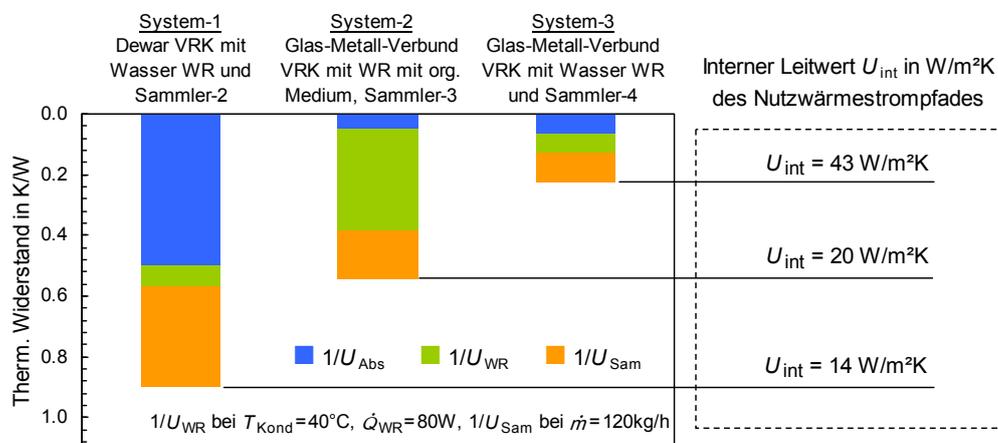


Abbildung 4.20: Exemplarische interne Leitwerte für Nutzwärmestrompfade von VRK mit Wärmerohren mit flacher Finne für verschiedene Sammler- und Wärmerohrtypen

Es stellt sich dar, dass die hier ermittelten internen Leitwerte der Nutzwärmestrompfade von VRK mit Wärmerohren im Bereich von 14 bis 43 W/m²K liegen. Interne Leitwerte von direkt durchströmten VRK liegen für Glasrohre mit Glas-Metall-Verbund im Bereich von 80 W/m²K und für Dewar-Rohre wie genannt bei z. B. 37 W/m²K. Damit stellt sich dar, dass die internen Leitwerte von VRK mit Wärmerohren um das zwei- bis vierfache unter denen von direkt durchströmten VRK liegen.

Betrachtet man die einzelnen thermischen Widerstände im Nutzwärmestrompfad stellen sich je nach System unterschiedliche Aufteilungen dar. So beträgt für das Dewar-Vakuumrohr der Anteil des Wärmerohrs am Gesamtwiderstand nur ca. 7% und der des Sammlers 37%. Hier hat also die Absorberanbindung mit 56% den größten Einfluss. Für das System-2 mit einem Wärmerohr mit einem Alkan als Arbeitsmedium stellt sich dar, dass dieses auch den größten Anteil am thermischen Gesamtwiderstand mit 61% aufzeigt. Für System-3 mit einem insgesamt hohen thermischen Leitwert stellt sich hingegen eine relativ gleichmäßige Aufteilung des Gesamtwiderstands in die drei Einzelwiderstände dar. Dies zeigt deutlich auf, dass die Optimierungsansätze bzgl. Verbesserung des thermischen Leitwerts von Wärmerohren oder Sammlern für jede Systemlösung individuell zu diskutieren sind.

In Abschnitt 1.1.2 ist genannt worden, dass die Konversionsfaktoren von VRK mit Wärme-

rohren ca. ein bis vier Prozentpunkte unterhalb derer von direkt durchströmten Kollektoren liegen. Diese Annahme ergibt sich aus dem Vergleich der für mehrere Hersteller von VRK bekannten Kollektorkennwerte von bauähnlichen direkt durchströmten VRK und VRK mit Wärmerohren. Diese Wirkungsgradminderung kann nun direkt durch den geringeren internen Leitwert von VRK mit Wärmerohren begründet werden. Mit Gleichung (4.1) lässt sich der Konversionsfaktor in Abhängigkeit des internen Leitwerts ermitteln. Der thermische Verlustkoeffizient a_1 ist für marktübliche Kollektoren bekannt und es wird für Dewar-VRK $a_1 = 1 \text{ W/m}^2\text{K}$ und für VRK mit Glas-Metall-Verbund $a_1 = 1,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ überschlägig angesetzt. Das Transmissions-Absorptions-Produkt wird mit $(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0,72$ für Dewar-VRK und mit $(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0,80$ für VRK mit Glas-Metall-Verbund angesetzt. Je nach Transmission des Glases und Absorption des Absorbers können hier real auch höhere Werte vorliegen. Interne Leitwerte von direkt durchströmten VRK sind bereits genannt worden und werden dementsprechend angesetzt. Tabelle 4.4 stellt die ermittelten Konversionsfaktoren für die drei betrachteten Systeme vergleichend zu direkt durchströmten VRK dar.

Tabelle 4.4: Vergleich der Konversionsfaktoren von direkt durchströmten VRK mit Konversionsfaktoren für VRK mit Wärmerohren, die über die Messergebnisse der Einzelleitwerte von Wärmerohren und Sammlern ermittelt worden sind (bezogen auf die Absorberfläche)

Typ	U_{int} in $\text{W/m}^2\text{K}$	$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$	a_1 in $\text{W/m}^2\text{K}$	Konversionsfaktor η_0
System-1	13,91	~0,72	1,0	0,672
System-1 direkt durchströmt	37	~0,72	1,0	0,701
System-2	19,78	~0,80	1,5	0,744
System-3	43,11	~0,80	1,5	0,773
System-2/3 direkt durchströmt	80	~0,80	1,5	0,785

Es zeigt sich, dass die Minderung des Konversionsfaktors im Bereich von einem bis vier Prozentpunkten liegt. Dies entspricht dem Vergleich von Kollektorkennwerten marktüblicher Kollektoren. Somit wird abschließend davon ausgegangen, dass die durchgeführte einfache Berechnung des internen Leitwerts aus den einzelnen thermischen Leitwerten der Finne, Sammler und Wärmerohre als Abschätzung grundsätzlich zulässig ist.

Des Weiteren ist in Abschnitt 4.1.1 gezeigt worden, dass der thermische Leitwert von Wärmerohren aufgrund unterschiedlicher Effekte nicht konstant ist. Durch einen für geringere Leistungen geringeren thermischen Leitwert des Wärmerohrs aufgrund von Inertgaseinschlüssen ergibt sich somit ein nicht konstanter interner Leitwert des Kollektors. Dies führt zu Wirkungsgradminderung bei geringeren Einstrahlungen. Bei einer Einstrahlung von 200 W/m^2 kann der Konversionsfaktor um bis zu 2,5% Punkte geringer als bei Kollektorleistungsprüfungen nach [EN 12975-2] liegen. Umgekehrt kann für optimale Wärmerohre mit höherem Leitwert bei geringen Leistungen der Konversionsfaktor für geringe Einstrahlung höher liegen als bei Standard-Messbedingungen. Dieser Effekt kann also in Kollektorleistungsmessungen nach [EN 12975-2] nicht nachgewiesen werden, da die Leistungsprüfung nur bei hoher Einstrahlung erfolgt. Jedoch ist zu nennen, dass für geringere Einstrahlungen der Konversionsfaktor nicht besonders stark abweicht und insbesondere dass die Kollektorleistung bei geringeren Einstrahlungsleistungen für den Kollektorjahresertrag eine untergeordnete Rolle spielen.

4.4 Gebrauchsdauertauglichkeit von Kollektoren mit Wärmerohren

Die vorangegangene Betrachtung des Einflusses der Wärmetransportfähigkeit von Wärmerohren und Sammlern auf die Wärmetransporteigenschaft der Kollektoren hat bis hierhin die Gebrauchsdauertauglichkeit vernachlässigt. Wie im Folgenden gezeigt wird, ist diese allerdings zu berücksichtigen, da sie für marktübliche Kollektoren mit Wärmerohren nicht grundsätzlich sichergestellt ist. Vorliegende Belastungsszenarien im Kollektor sind UV-Belastung, Luftfeuchte sowie Temperaturbelastung. Da die Wärmerohre und Sammler im Prinzip keiner UV-Belastung ausgesetzt sind, da sie unterhalb der Absorber bzw. im Sammelgehäuse verlaufen, kann dieser Aspekt ausgeklammert werden. Luftfeuchte kann zu Korrosion führen, die aufgrund der marktüblichen Materialien Kupfer und Edelstahl ebenfalls nicht untersucht wird. Damit bleibt die Temperaturbelastung, die zwei Teilaspekte beinhaltet. Einerseits sind Temperaturen unterhalb 0°C relevant, da diese zu Frostschäden an Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium führen können. Des Weiteren sind hohe Temperaturen relevant, da diese Degradationseffekte an Wärmerohrwandung, Arbeitsmedium sowie Wärmeleitpaste hervorrufen können. Im Folgenden werden beide Teilaspekte getrennt behandelt.

4.4.1 Untersuchung zur Frostsicherheit von Wärmerohren

Der Gefahr der Beschädigung von Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium durch Temperaturbelastungen unterhalb des Gefrierpunkts wurde lange Zeit wenig Aufmerksamkeit geschenkt. Aufgrund von Berichten zu Frostschäden an einem größeren VRK-Feld mit Wärmerohren im Winter 2009/2010 in Bayern hat der TÜV Rheinland die Frostsicherheit von Wärmerohren für VRK untersucht und in [Ciccarelli 2011] veröffentlicht. Es ist ermittelt worden, dass Wärmerohre mit Wasser als Arbeitsmedium frostanfällig sind und im Extremfall platzen können. Da Wasser als Arbeitsmedium für Wärmerohre in Sonnenkollektoren sehr gut geeignet ist, oft eingesetzt wird und auch für die Verwendung von Wärmerohren in anderen Kollektortypen als VRK Einsatz finden könnte, wurden im Rahmen des Projekts HP-Opt ebenfalls Untersuchungen zu diesem Thema durchgeführt.

Die Frostbeständigkeitsprüfungen wurden nach dem Vorschlag aus [TÜV Rheinland 2011] durchgeführt. Als Temperaturbedingungen für die einzelnen Zyklen sind eine beim Einfrieren mindestens 30 Minuten anhaltende Temperatur des Wärmerohr-Arbeitsmediums von unter -25°C und eine beim Auftauen anhaltende Temperatur von mindestens 30 Minuten über 25°C festgelegt worden, was größeren Temperaturgradienten als in [TÜV Rheinland 2011] entspricht. Insgesamt durchlaufen die Proben 50 Zyklen, wobei nach 3, 10 und 20 Zyklen eine Kontrolle erfolgt. [TÜV Rheinland 2011] gibt als ausreichende Zyklenanzahl einen Wert von 20 an. Um Frostschäden zu bewerten, ist zu Beginn sowie nach 3, 10, 20 und 50 Zyklen der Durchmesser der Proben an drei festgelegten Messpositionen unten am Wärmerohr mit einem Messschieber gemessen worden. Um die geforderten Temperaturen des Arbeitsmediums während der Zyklen in der Klimakammer garantieren zu können, ist an einer Probe je Hersteller ein PT-100 Temperaturfühler am Sumpf angebracht worden. Es ist ermittelt worden, dass ein Zyklus mit den geforderten Temperaturbedingungen in fünf Stunden durchgeführt werden kann; diese Dauer ist für alle darauffolgenden Zyklen beibehalten worden.

Es sind unterschiedliche Arten von Wärmerohren und vereinfachte Prüflinge vermessen worden. So sind jeweils zwei Proben marktüblicher Wärmerohre von unterschiedlichen Herstellern untersucht worden, wobei die Probenbezeichnungen entsprechend Tabelle 4.1 fortgeführt wird. Wärmerohr WR-M-03-1 ist hierbei WR-M-03 sehr ähnlich, wobei unklar ist

ob jeweils reines Wasser oder Wasser plus Additive im Wärmerohr vorlagen (vgl. Tabelle 4.1). Für einen Hersteller sind vier Proben vermessen worden, wovon zwei Proben auf 0,6 m gekürzt und erneut mit Wasser befüllt worden sind. Dabei ist eine der gekürzten Proben mit einer Menge an Wasser nach Herstellerangabe befüllt und die andere Probe mit doppelter Menge Wasser. Diese beiden Rohre wurden nicht evakuiert, womit es sich schlicht um mit einer bestimmten Wassermenge befüllte Rohre handelt. Diese Proben sollen dazu dienen, das Frostverhalten von Wärmerohren im Vergleich zu nicht evakuierten Rohren mit sonst den gleichen Eigenschaften zu bewerten. Falls diese Probenvereinfachung zulässig ist, könnte die Frostbeständigkeit von neuartigen Rohrwandkonfigurationen mit geringerem Aufwand (da nicht evakuiert) bewertet werden.

Ergebnisse der Untersuchungen

Innerhalb der ersten drei Frostzyklen waren keine messbaren Veränderungen an den Proben zu erkennen. Erste Erweiterungen des Durchmessers traten innerhalb des vierten bis zehnten Zyklus auf. Die Wärmerohre WR-M-02 und WR-M-05 zeigten wie zu erwarten keine Veränderungen, da bei einem Wärmerohr ein Alkan als Arbeitsmedium eingesetzt wird und das andere Wärmerohr über einen kegelförmiges Edelstahl-Verdampferende für Frostsicherheit verfügt. Es werden die Wärmerohre von vier Herstellern genauer betrachtet. Bei zwei Wärmerohren wurde ein Platzen des Wärmerohrs festgestellt. Die Durchmesserergrößerung durch Aufweitung der genannten Proben ist in Abbildung 4.21 dargestellt.

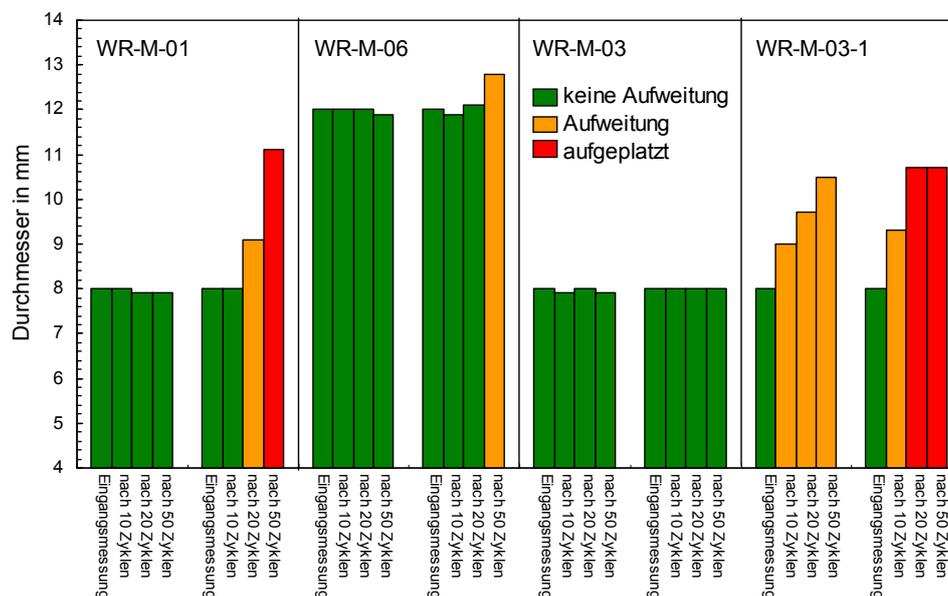


Abbildung 4.21: Durchmesserergrößerung der frostbelasteten marktüblichen Wärmerohre nach 10, 20 und 50 Zyklen (jeweils zwei Wärmerohre pro Wärmerohrtyp)

Bei dem Wärmerohrtyp WR-M-01 ist auffällig, dass eine Probe keine Aufweitung aufweist und die andere Probe nach 50 Zyklen geplatzt ist. Sowohl Wärmerohre WR-M-06 als auch WR-M-03 zeigen keine signifikanten Aufweitungen. Es könnte gemutmaßt werden, dass Wärmerohr WR-M-06 von seinem größeren Durchmesser profitiert. Der Grund für die Beständigkeit von Wärmerohr WR-M-03 ist ungeklärt. Die Vermutung besteht, dass ein Frostschutzmittel als Additiv dem Wasser beigemischt ist. Grundsätzlich lässt sich die Aussage treffen, dass es anscheinend Wärmerohre für Sonnenkollektoren aus Kupfer mit

Wasser als Arbeitsmedium auf dem Markt gibt, die ausreichend frostbeständig sind. Viel schwerwiegender ist allerdings die Bestätigung der Aussage von [Cicarelli 2011], dass Wärmerohre für VRK, wie sie auf dem Markt vertrieben werden, teilweise nicht frostsicher sind. So zeigen die Wärmerohre WR-M-03-1 schon nach zehn Zyklen eine starke Aufweitung und ein Wärmerohr dieses Typs einen Defekt nach 20 Zyklen. Abbildung 4.22 zeigt den unteren Teil des Verdampfers des nicht aufgeweiteten Wärmerohrs WR-M-03 sowie die Aufweitung und folgende Defektstelle des Wärmerohrs WR-M-03-1.



Abbildung 4.22: Unbeschädigtes Wärmerohr WR-M-03 und Frostschäden an Wärmerohren WR-M-03-1 nach Frostbelastung in der Klimakammer

Für WR-M-01 und WR-M-06 verändert sich jeweils nur eine Probe negativ. Für Wärmerohr WR-M-01 ist nach 20 Zyklen nur für eine Probe eine leichte Durchmesserergrößerung und für WR-M-06 sogar erst nach 50 Zyklen festzustellen. Hier stellt sich die Frage inwieweit die in [TÜV Rheinland 2011] vorgeschlagenen 20 Zyklen ausreichend Auskunft darüber geben, ob Wärmerohre bei Einsatz in frostgefährdeten Gebieten für 20 Jahre Einsatzdauer ausreichend beständig sind.

Wie genannt waren für WR-M-01 zwei Proben unbearbeitete Wärmerohre und zwei Proben gekürzte Wärmerohre, die im Folgenden mit Wasser befüllt worden sind. Somit besaßen die gekürzten mit Wasser befüllten Rohre keine Wärmerohrfunktion mehr, da sie nicht evakuiert waren. Fragestellung war, ob diese vereinfachten Proben ähnliches Verhalten im Frostfall aufweisen würden. Abbildung 4.23 zeigt die Durchmesserergrößerungen im Vergleich.

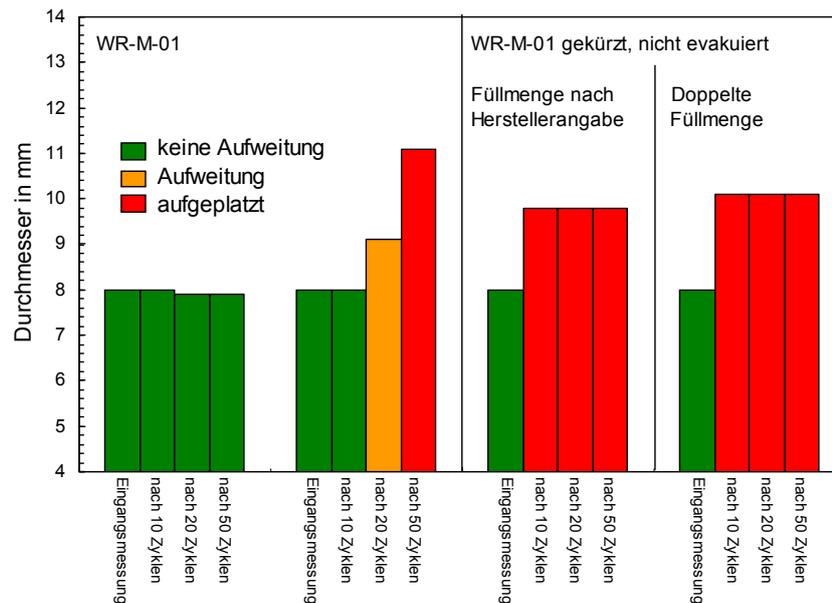


Abbildung 4.23: Vergleich der Aufweitung von evakuierten Wärmerohren und nicht evakuierten Wärmerohren

Die zwei gekürzten Proben platzten jeweils innerhalb von 10 Zyklen an den Sumpfen auf. Die evakuierten Wärmerohre zeigten erst nach frühestens 20 Zyklen eine Aufweitung. Die Aufweitung, welche benötigt wird, um zu einem Platzen des Rohrs zu führen liegt für beide Varianten in ähnlicher Größenordnung. Werden also nicht evakuierte Proben herangezogen, kann davon ausgegangen werden, dass bei Frostsicherheit dieser Proben schlussendlich die Wärmerohre auch frostsicher sein werden. Grundsätzlich können also nicht evakuierte Proben zur Bestimmung der Frostsicherheit genutzt werden, wobei zu berücksichtigen ist, dass diese schneller Frostschäden aufweisen.

4.4.2 Temperaturbelastung im Betrieb und bei Stagnation

Es treten zusätzlich erhöhte Temperaturen bis zur Stagnationstemperatur auf, welche dazu führen können, dass die Gebrauchstauglichkeit verkürzt bzw. der Betrieb des Kollektors beeinträchtigt wird. (Eine typische Häufigkeitsverteilung der am Kollektor auftretenden Temperaturen für ein Betriebsjahr einer Solaranlage ist in Abbildung 4.28 dargestellt.) Die Arbeiten innerhalb des Forschungsprojekts „Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology“, koordiniert von der ESTIF, haben für Aufmerksamkeit gesorgt, da eindeutig gezeigt wird, dass Sonnenkollektoren mit Wärmerohren im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren einer deutlich stärkeren Wirkungsgradminderung durch Alterung unterliegen [ITW 2012]. Die Ursachen für die Verschlechterung des Kollektorwirkungsgrads nach Exposition der Kollektoren sind allerdings nur teilweise bekannt. Aus diesem Grund haben wir für eine detaillierte Bewertung der Gebrauchstauglichkeit von VRK mit Wärmerohren separat sowohl marktübliche Wärmerohre als auch Sammler inklusive der typischerweise verwendeten Wärmeleitpasten experimentell auf Degradationserscheinungen hin untersucht.

Temperaturbelastung von Wärmerohren

Es wurden mehrere marktübliche Wärmerohre bzgl. Degradation durch Temperaturbelastung untersucht. Für die Temperaturbelastung wurde der Ausheizofen, beschrieben in Abschnitt 3.4, verwendet. Die aufgebrachten Temperaturniveaus entsprechen der höchsten thermischen Belastung im Kollektor – der Stagnationstemperatur. Zu Beginn wird für eine Dauer von 100 h eine Temperatur von 220°C auf die Wärmerohre aufgeprägt; diese entspricht der Stagnationstemperatur von gut gedämmten Flachkollektoren. Die darauf folgende Belastungsphase beträgt ebenfalls 100 h mit einer Temperatur von 280°C (Stagnationstemperatur von VRK).

Als Bewertungskriterium von möglicher Degradation wird einerseits die Anlauftemperaturdifferenz (ATD) entsprechend des in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Schnelltests herangezogen. Zunächst erfolgt eine Eingangsmessung aller Proben. Dann erfahren die Proben die erste thermische Belastung. Vor der zweiten Belastungsphase von 100 h wird ebenfalls eine ATD-Messung durchgeführt. Nach Ende findet eine Ausgangsmessung statt. Um zu prüfen, ob eine Alterung der Wärmerohre bereits zu Beginn der thermischen Belastung erfolgt, werden teilweise Zwischenmessungen nach den ersten 10 h pro Belastungstemperatur durchgeführt.

Es werden exemplarisch jeweils drei Prüflinge der Wärmerohrtypen WR-M-03-2, WR-M-03-3 und WR-M-05 betrachtet, wobei weitere Wärmerohrtypen untersucht wurden. Wärmerohrtypen WR-M-03-2 und WR-M-03-3 sind dabei bzgl. ihrer Abmaße und Arbeitsmedium WR-M-03 sehr ähnlich (vgl. Tabelle 4.1). Abbildung 4.24 zeigt jeweils die ATDs, die vor und nach jeder thermischen Belastung ermittelt worden sind. Ein zusätzlicher Prüfling einer jeweiligen Probengruppe ist als Referenz keiner thermischen Alterung ausgesetzt und bei Raumtemperatur gelagert worden. Bei diesen Proben wurden die ATD in gleichem zeitlichem Abstand gemessen. Die ATDs der Referenzen verhielten sich über der Zeit konstant und sind daher nicht in den Messergebnissen aufgeführt.

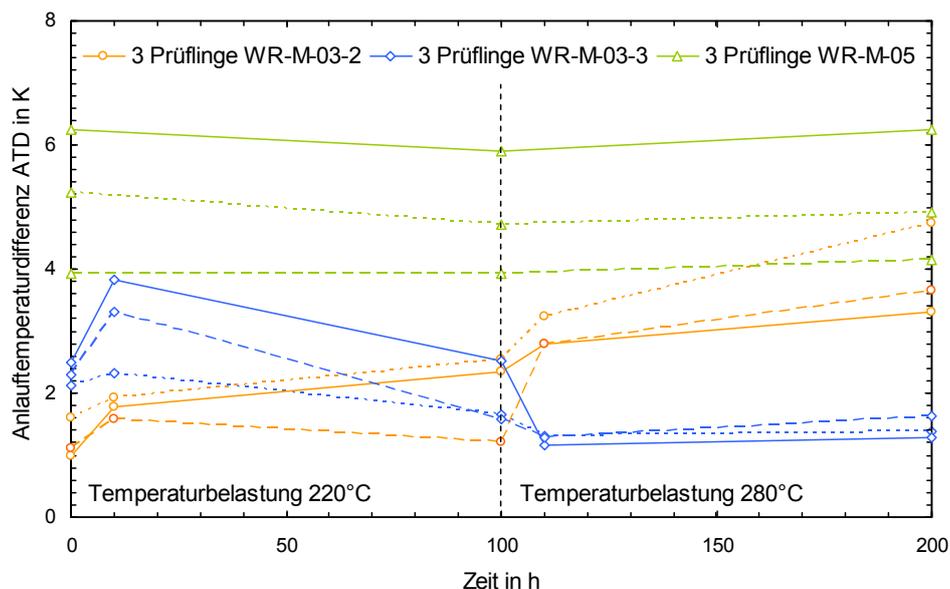


Abbildung 4.24: Änderung der Anlauftemperaturdifferenz ATD durch thermische Belastungsszenarien für jeweils drei Prüflinge mehrerer marktüblicher Wärmerohrtypen

Vor Beginn der thermischen Belastung der Proben wird ersichtlich, dass alle drei Probengruppen ein unterschiedliches Anlauffemperaturniveau besitzen. Zusätzlich besteht bereits innerhalb der Probengruppe WR-M-05 eine größere Varianz der ATDs. Nach der Belastung für 10 h bei 220°C weisen WR-M-03-2 und WR-M-03-3 zunächst beide eine Verschlechterung der ATD auf. Dieses Verhalten differenziert sich nach weiterer Belastung bei 220°C, da sich eine Verbesserung der ATD bei WR-M-03-3 zeigt. Nach Temperaturbelastung bei 280°C setzen sich die Trends fort. WR-M-05 zeigt keine Veränderung. Grundsätzlich sind daher drei unterschiedliche Folgeerscheinungen aufgrund der thermischen Belastung von marktüblichen Wärmerohren zu erkennen. Bei Probengruppe WR-M-03-2 ist ein Anstieg der Inertgasmenge und damit Alterung durch thermische Belastung der Proben festzustellen; die ATD stieg um das 2,2-fache an. Hingegen zeigt WR-M-03-3 einen gegensätzlichen Verlauf auf; die ATD verringerte sich im Mittel um 38%. Eine Verminderung der Inertgasmenge durch Stoffumwandlung im Wärmerohr kann nicht ausgeschlossen werden. Die ATDs von WR-M-05 verhielten sich über den zeitlichen Verlauf konstant, was darauf hindeutet, dass die ohnehin vorhandene Inertgasmenge nicht weiter zugenommen hat und diese Wärmerohre damit bzgl. Temperaturbelastung langzeitstabil sind. Unter Berücksichtigung weiterer Messergebnisse stellt sich dar, dass zwei von fünf untersuchten Wärmerohrtypen nicht langzeitstabil ist.

Es stellt sich die Frage, inwiefern die Degradation aufgrund einer Zunahme der Inertgasmenge Einfluss auf die Kollektorleistung hat. Zur Bewertung dieser Frage sind zusätzliche Messungen des thermischen Leitwerts mittels des in Abschnitt 3.1 beschriebenen Prüfstands vor und nach Temperaturbelastung durchgeführt worden. Es wurde jeweils ein Prüfling der Wärmerohrtypen WR-M-03 und WR-M-05 untersucht. Die Temperaturbelastungen haben den oben genannten Belastungsphasen entsprochen. Der Neigungswinkel der Wärmerohre bei Bestimmung des thermischen Leitwerts hat 45° betragen. Abbildung 4.25 stellt die Messergebnisse vergleichend dar.

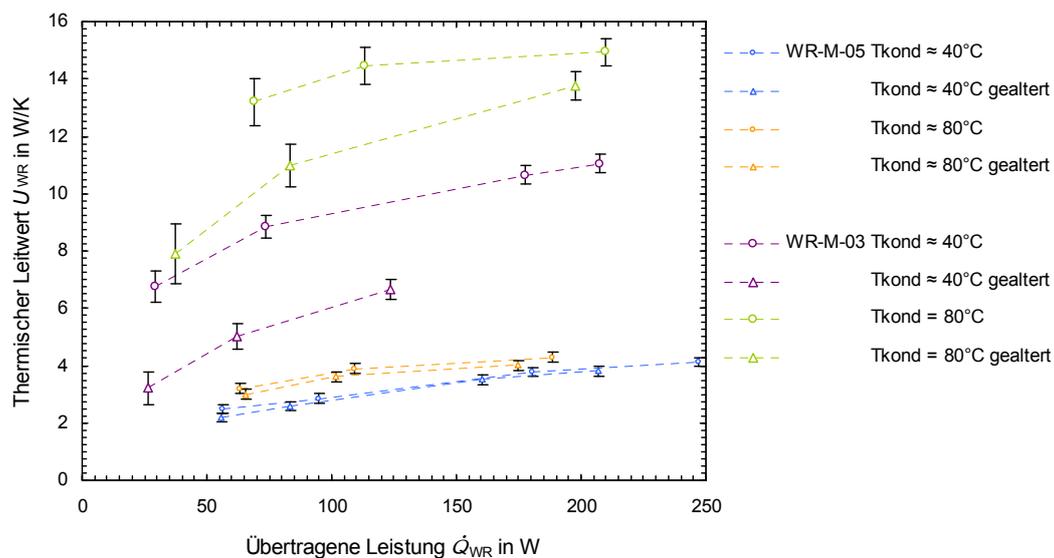


Abbildung 4.25: Veränderung des thermischen Leitwerts von marktüblichen Wärmerohren durch Dauertemperaturbelastung in Abhängigkeit der übertragenen Leistung

Grundsätzlich ist festzustellen, dass die Wärmerohre auch vor der Temperaturbelastung über Inertgaseinschlüsse verfügt haben. Dies ist an den geringeren thermischen Leitwerten

bei geringeren Leistungen zu erkennen. Für WR-M-05 entspricht dies den Messergebnissen nach Abbildung 4.3. Für Wärmerohrtyp WR-M-03 ist festzustellen, dass im Vergleich zu Abbildung 4.3 eine Abweichung zwischen den Ergebnissen vorliegt. Es handelt sich jeweils um Messergebnisse zweier unterschiedlicher Prüflinge und die mit Abbildung 4.4 diskutierte Varianz der Wärmerohre einer Charge kann damit erneut bestätigt werden. Der grundsätzliche Unterschied der hier dargestellten thermischen Leitwerte der beiden Wärmerohrtypen kann wieder mit unterschiedlichen Arbeitsmedien begründet werden.

WR-M-5 zeigt vor und nach der thermischen Alterung keinen Unterschied der thermischen Leitwerte unter Berücksichtigung der mittels Fehlerbalken dargestellten Messunsicherheit (Standardabweichung). Dieses Ergebnis deckt sich mit den Messungen der ATDs in Abbildung 4.24. WR-M-03 zeigt hingegen eine deutliche Minderung des thermischen Leitwerts nach Temperaturbelastung auf. Insbesondere für geringere übertragene Leistungen ist die Differenz zur Eingangsmessung größer. Dies lässt einen Anstieg der Inertgasmenge im Wärmerohr vermuten und korreliert mit den Ergebnissen von WR-M-03-2 (Abbildung 4.24). Der Leitwert liegt für eine Kondensatortemperatur von 40°C und einer übertragenen Leistung von 80 W um ca. 35% niedriger. Diese Betriebsbedingungen entsprechen ca. dem Kollektorbetrieb im Bereich des Konversionsfaktors. Die dadurch verursachte Minderung des Konversionsfaktors wird mit den Ergebnissen der Degradation von Sammlern geschlossen im Folgenden diskutiert.

Temperaturbelastung von Sammlern

Die Dauertauglichkeit bzgl. Temperaturbelastung ist auch für Sammler inkl. der verwendeten Wärmeleitpasten untersucht worden. Mittels dieser Alterungsuntersuchungen soll geklärt werden, inwiefern das Bauteil Sammler inkl. der Wärmeleitpaste, welche als thermische Kopplung zwischen Wärmerohr und Sammelrohr dient, Einfluss auf die festgestellten Wirkungsgradminderungen von Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren hat. Einerseits wird der Einfluss von Temperaturbelastung auf die reinen Wärmeleitpasten untersucht und andererseits wird die mögliche Minderung des thermischen Leitwerts von Sammlern durch Bestimmung vom Leitwert vor und nach thermischer Belastung von Sammlern bewertet. Die Alterung wird an drei handelsüblichen, in Kollektoren verwendeten Wärmeleitpasten untersucht. Diese wurden schon in Abschnitt 4.2 bzgl. ihres Einflusses auf den thermischen Leitwert von Sammlern bewertet und werden hier sowohl für Versuche im Ausheizofen als auch für die Versuche im Prüfstand für Sammlervermessungen verwendet. In Tabelle 4.5 sind die Hauptmerkmale der Wärmeleitpasten genannt.

Tabelle 4.5: Eigenschaften und Packungsangaben der untersuchten marktüblichen Wärmeleitpasten

Typ	Art	Konsistenz	Temperaturbereich	Sonstige Angaben
WLP-2	Weißer Silikonpaste	pastös	-50°C – 200°C	-
WLP-3	Weißer Silikonpaste	stark pastös	-50°C – 250°C	1 Jahr haltbar
WLP-4	Graue Silikonpaste	bindet bereits während Präparation leicht ab	-50°C – 280°C	8 Monate bei unter 30°C haltbar, Paste mit Keton

In den Vorversuchen werden die Wärmeleitpasten in einem Ausheizofen temperaturbelastet und auf ihre Alterung hin bewertet. Die Proben werden bei Temperaturen von 150, 200, 250 und 300°C jeweils über 24 h aufeinanderfolgend ausgeheizt und zwischen den Prüfphasen optisch und haptisch bewertet. In Abbildung 4.26 sind Proben exemplarisch dargestellt, die eine typische optische Alterung durch Temperaturbelastung aufzeigen.

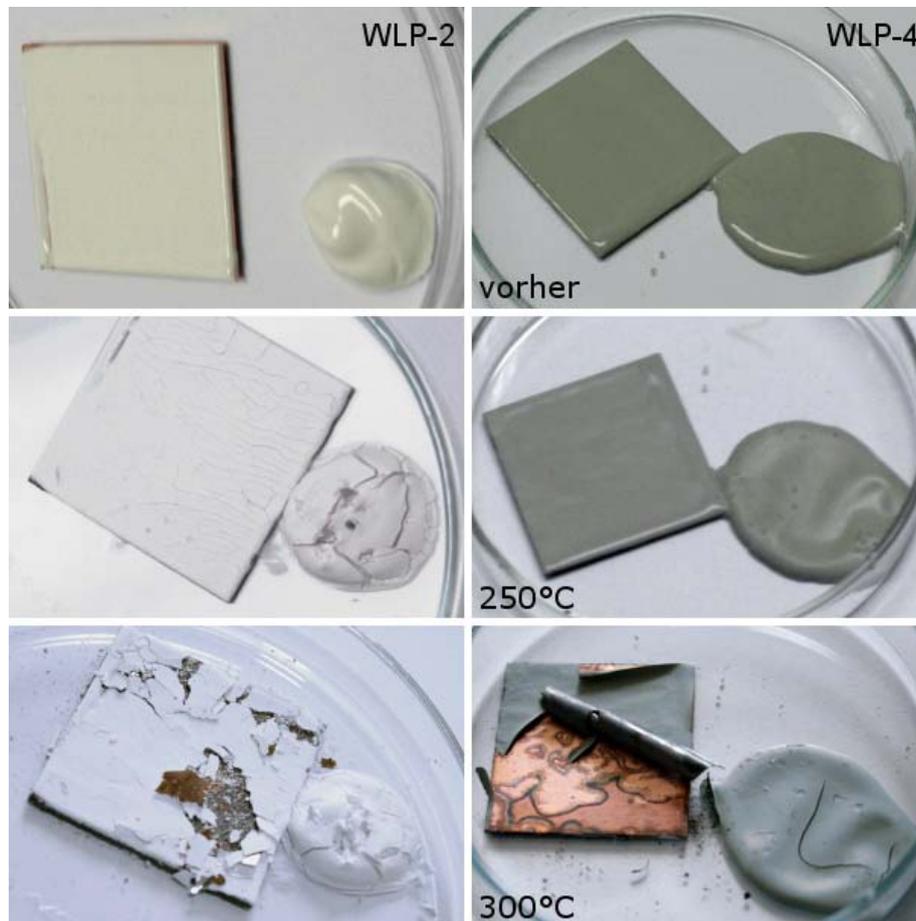


Abbildung 4.26: Beispielhafte Degradation von Wärmeleitpasten WLP-2 und WLP-4 durch Temperaturbelastung von 250°C und 300°C im Ausheizofen

Die WLP-2 zeigt bis 200°C nur geringfügige Degradation. Ab 250°C ist eine erhebliche Anzahl an Rissen zu erkennen und nach 300°C ist die WLP stark porös und brüchig. WLP-4 zeigt bis 250°C keinerlei Veränderungen auf. Erst bei 300°C werden deutliche Veränderungen sichtbar. Grundsätzlich kann geschlossen werden, dass die WLP sich innerhalb ihres zulässigen Temperatureinsatzbereichs nur leicht verändern. Bei Maximaltemperatur, wie sie im Kollektor bei Stagnation auftreten kann, degradieren sie allerdings deutlich. Es zeigt sich schon hier, dass der Einsatz von WLP – auch im Kollektor – außerhalb deren zulässigen Maximaltemperaturbereiche nicht sinnvoll ist.

Um den Einfluss der Degradation der Wärmeleitpasten auf das Wärmetransportvermögen des Sammlers zu ermitteln, wird Sammlertyp Sam-3 mit den drei genannten Leitpasten im Sammlerprüfstand thermisch gealtert. Die Sammlerprüflinge werden bei 200°C und direkt folgend bei 250°C und einer Expositionszeit von jeweils 100 h im Sammlerprüfstand ohne durchströmendes Fluid temperaturbelastet. Sowohl zu Beginn sowie nach 10, 50 und 100 h pro Temperatur wird eine Leitwertmessung vorgenommen.

Abbildung 4.27 zeigt die Minderung der thermischen Leitwerte im Vergleich zur Eingangsmessung wie sie nach Temperaturbelastung gemessen wurden. Die Leitwerte bei verschiedenen Massenströmen wurden gemittelt und somit ist für jede Sammlerkonfiguration die mittlere Leitwertminderung dargestellt.

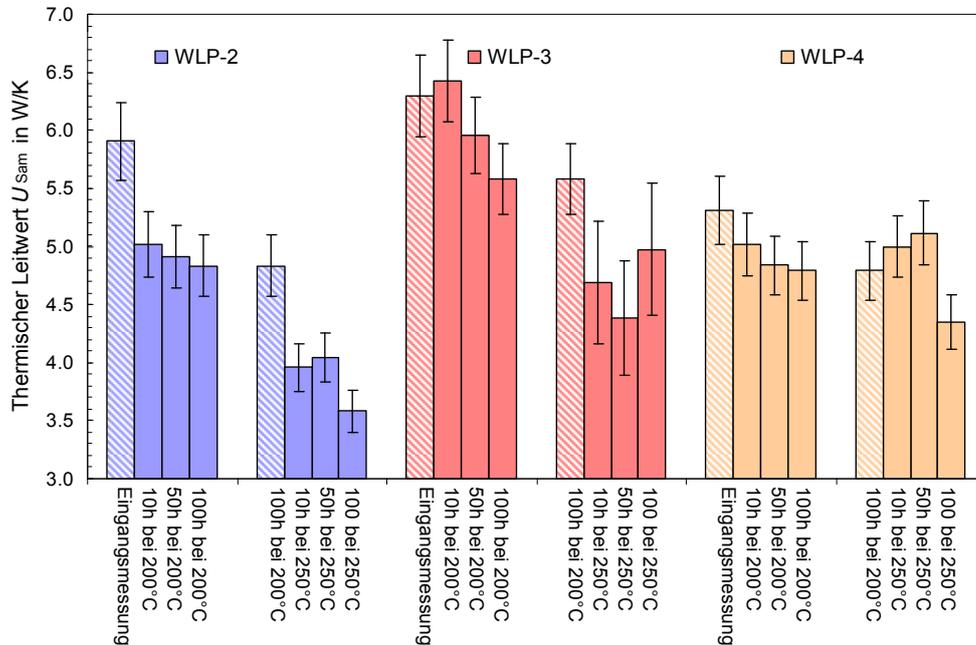


Abbildung 4.27: : Minderung des thermischen Leitwerts des Sammlerprüflings mit unterschiedlichen Wärmeleitpasten nach Temperaturbelastung

Grundsätzlich wird für jeden der drei Prüflinge eine signifikante Verschlechterung des thermischen Leitwerts festgestellt. Es wird ein Zusammenhang zwischen dem angegebenen Temperatureinsatzbereich der Wärmeleitpasten und dem Grad der Leitwertminderung deutlich. WLP-2 mit einem Einsatzbereich bis 200°C besitzt die größte Abweichung von der Eingangsmessung, wohingegen WLP-4 mit einem höheren angegebenen Temperatureinsatzbereich bis 280°C die kleinste Leitwertminderung aufweist. Wie schon mit den Versuchen im Ausheizofen gezeigt, besitzen Leitpasten mit einem höheren Temperatureinsatzbereich wie zu vermuten eine größere Beständigkeit gegen Temperaturbelastung. Trotzdem wird festgestellt, dass der Leitwert des Sammlers auch bei Temperaturbelastungen innerhalb des angegebenen Temperatureinsatzbereichs der Wärmeleitpasten sinkt.

Für den Sammler mit WLP-2 mit einer angegebenen Maximaleinsatztemperatur von 200°C ist ersichtlich, dass der thermische Leitwert jeweils innerhalb der ersten 10 h der Temperaturbelastungen am stärksten abnimmt. Für den Prüfling mit WLP-3 mit einer Maximaleinsatztemperatur von 250°C ist zu erkennen, dass bei der Temperaturbelastung von 200°C der thermische Leitwert relativ stetig sinkt. Bei dem Temperaturniveau von 250°C ist wieder wie bei WLP-2 ein starker Abfall des thermischen Leitwerts des Sammlers innerhalb der ersten 10 h zu beobachten. Somit stellt sich dar, dass die WLP, werden sie oberhalb ihres Temperatureinsatzbereichs betrieben, innerhalb weniger Stunden eine große Degradation durch Austrocknung aufweisen, welche bei fortdauernder Temperaturbelastung langsamer fortschreitet und wahrscheinlich gegen einen Endwert laufen wird.

Zusammengefasst ergeben die Alterungsuntersuchungen an den Sammlern, dass der ursprüngliche thermische Leitwert des Sammlers nach 100 h bei 200°C und zusätzlich 100 h bei 250°C Temperaturbelastung um ca. 18% bis zu maximal knapp 40% sinkt. Der thermische Leitwert von Sam-3 ohne Wärmeleitpaste beträgt über dem Massenstrom gemittelt einen Wert von 1,75 W/K (vgl. Abbildung 4.18). Dies bedeutet, dass ohne Wärmeleitpaste der thermische Leitwert um ca. 70% unterhalb der Leitwerte des Sammlers mit ungealterten Wärmeleitpasten und damit nochmals weitaus geringer liegt.

Trockene Anbindung – Ein Vorteil?

Die hier herangezogene Sammelrohrform wird auch als trockene Anbindung bezeichnet, da es mit dieser Ausführung möglich ist, das Wärmerohr zu entfernen ohne den Solarkreislauf im Sammelrohr öffnen zu müssen. Dies gilt als Vorteil von trockenen Anbindungen entgegen der nassen Anbindung, da im Falle einer defekten Vakuumröhre ein Austausch schnell möglich ist. Dies setzt allerdings voraus, dass auch nach Temperaturbelastung sich die Wärmeröhre möglichst leichtgängig aus den Steckhülsen herausziehen lassen.

Die Entnahme der Messinghülse inkl. elektrischen Heizers stellte sich bei allen drei ausgewerteten Proben allerdings als sehr schwierig heraus, da die Wärmeleitpasten die Messinghülse mit dem Sammler verklebten. Dies spiegelt sich auch optisch gut in den Ausheizversuchen wieder; die Wärmeleitpasten haben sich aufgrund Temperaturbelastung stark in ihrer Konsistenz verändert. Dieses Ergebnis lässt vermuten, dass in Kollektoren eine Wärmerohrentnahme ohne Zerstörung des Sammlers oder des einzelnen Wärmerohrs sich teilweise als schwierig erweisen dürfte. Bestätigt wurde dies auch bei Versuchen Wärmeröhre in verschiedenen Kollektoren nach einer 30 Tage Exposition (entsprechend [EN 12975-2]) aus dem Kollektor zu entnehmen. Es war nur teilweise möglich sie ohne größere Schäden des Kollektors aus den Steckhülsen zu ziehen. Somit relativiert sich der Vorteil einer trockenen Anbindung stark, da das Entfernen einzelner Vakuumröhren mit Wärmeröhren nach einiger Betriebszeit des Kollektors oft schwierig ist bzw. teilweise sogar gar nicht möglich.

Äquivalente Betriebsdauer

Es stellt sich die Frage, welche Betriebsdauer im Anlagenbetrieb durch die durchgeführten thermischen Belastungsphasen emuliert worden ist. Eine Ermittlung der auftretenden jährlichen Temperaturbelastungen der Wärmeröhre und Sammler im Anlagenbetrieb kann aber die Belastungszeiten der Alterungsuntersuchungen mit Anlagenbetrieb vergleichbar machen. Dazu sind Jahressimulationen einer exemplarischen Anlage durchgeführt worden. Für die Systemsimulation wird das im Task 32 des Programms „Solar Heating and Cooling“ der IEA in der Simulationsumgebung TRNSYS entwickelte standardisierte Gebäude mit standardisiertem Heizsystem verwendet. Eine detaillierte Beschreibung des Simulationsdecks liefert [Heimrath 2007]. Das hier verwendete Gebäude ist ein Einfamilienhaus mit 140 m² Wohnfläche und einem Heizenergiebedarf von 100 kWh/m²a. Das simulierte solare Heizsystem besteht aus 10 m² Vakuumröhrenkollektoren (45° Neigung; Südausrichtung) mit für diese Bauart typischen Kollektorparametern und einem 1 m³ Pufferspeicher. Bei Stagnation wird der a_1 -Wert um 0,3 W/m²K gesenkt, da Stagnation vorwiegend bei sonnigen und windstillen Wetterlagen auftritt, die Wirkungsgradkennlinie jedoch bei einer Windgeschwindigkeit von 3 m/s ermittelt wird. Die Regelung stoppt die Pufferspeicherbeladung ab einer oberen Speichertemperatur von 90°C; ab einer Kollektorausstrittstemperatur von 110°C

schaltet die Solarkreispumpe ab.

Abbildung 4.28 zeigt die Häufigkeiten der auftretenden Wärmerohrtemperaturen über ein Jahr als Simulationsergebnis, die bei nicht abschaltenden Wärmerohren den Sammlertemperaturen entsprechen. Zusätzlich sind die Häufigkeiten der Temperaturbelastungen aus den Alterungsuntersuchungen sowie zum Vergleich die Häufigkeitsverteilung von einer exemplarischen Kollektorexposition mit einer Dauer von 30 Tagen (entsprechend [EN 12975-2]) dargestellt.

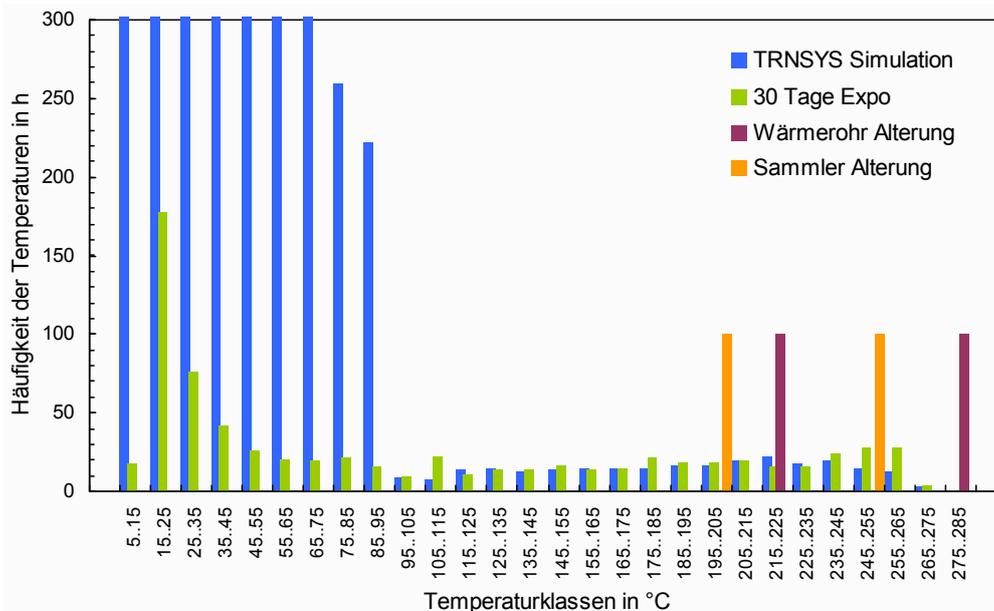


Abbildung 4.28: Häufigkeitsverteilung der Wärmerohrtemperaturen für den Anlagenbetrieb entsprechend der TRNSYS-Jahressimulation, der 30 Tage Exposition sowie den Alterungsuntersuchungen

Für die Jahressimulation werden ca. 250 h Temperaturen von über 100°C und ca. 200 h Temperaturen über 150°C erreicht. Im Vergleich mit den Alterungsuntersuchungen bedeutet dies, dass die Alterungsuntersuchungen mindestens ein Jahr Anlagenbetrieb angeben, da dort 200 h Belastungszeit vorlagen. Zusätzlich lagen im Mittel höhere Temperaturen vor. Die Expositionsdauer von 30 Tagen spiegelt relativ gut die Temperaturbelastungen über 100°C der Jahressimulation wieder. Ebenfalls kann man die Belastungszeiten der einzelnen Temperaturintervalle mit einem Wichtungsfaktor versehen und anschließend aufsummieren. Es wird festgelegt, dass sich bei einer Erhöhung der Temperatur um 10°C die Belastung verdoppelt. Diese Annahme bezieht sich auf die Reaktionsgeschwindigkeits-Temperatur-Regel (RGT-Regel) in der chemischen Kinetik. Sie kann auf die Arrhenius-Gleichung zurückgeführt werden. Es ist zu bemerken, dass die Annahme frei gewählt wurde, da keine verlässlichen sonstigen Parameter bekannt sind. Diese Annahme soll hier für einen groben Vergleich allerdings ausreichend dienlich sein. Durch eine Hochrechnung der Temperaturen ergibt sich, dass die Alterungsuntersuchungen der Sammler etwa 1,6 Jahre Anlagenbetrieb und die Alterungsuntersuchungen der Wärmerohre ca. 11 Jahre darstellen. Die hohe Differenz ergibt sich durch die starke Bewertung hoher Temperaturniveaus.

Abschließend wird mittels dieser Betrachtungen abgeschätzt, dass die Alterungsuntersuchungen zwischen einem und zwei Jahren Anlagenbetrieb darstellen und dementsprechend ähnlich der Belastung bei Exposition des Kollektors für 30 Tage ist.

Minderung des Kollektorwirkungsgrads durch Degradation

Grundsätzlich konnte festgestellt werden, dass aufgrund Temperaturbelastung für den betrachteten Sammlertyp der Leitwert um bis zu 40% und für Wärmerohre um bis zu 35% gemindert werden kann. Der Einfluss auf den Kollektorwirkungsgrad wird wieder ähnlich zu Abschnitt 4.3.2 bewertet. So müssen nach Gleichungen (1.3), (1.4) und (1.5) die thermischen Verluste sowie die optischen Eigenschaften von Apertur und Absorber abgeschätzt werden. Es werden Werte entsprechend Tabelle 4.4 angenommen. Damit ist eine überschlägige Abschätzung der Minderung des Konversionsfaktors durch Bauteildegradation möglich. Tabelle 4.6 stellt die Ergebnisse getrennt für Dewar-VRK und VRK mit Glas-Metall-Verbund dar.

Tabelle 4.6: Konversionsfaktorminderung von Dewar- und Glas-Metall-Verbund VRK durch experimentell ermittelte Degradation von Wärmerohren und Sammlern

	Dewar-Vakuurnöhre			Glas-Metall-Verbund Vakuurnöhre		
	U_{int} in $\text{W/m}^2\text{K}$	Konversions- faktor η_0	Minderung η_0 in %-Punkten	U_{int} in $\text{W/m}^2\text{K}$	Konversions- faktor η_0	Minderung η_0 in %-Punkten
ohne Alterung	13,9	0,672		33,1	0,765	
Alterung Wärmerohre	13,4	0,670	0,2	29,7	0,762	0,4
Alterung Sammler	11,2	0,661	1,1	24,1	0,753	1,2
Sammler ohne WLP	7,5	0,635	3,7	13,7	0,721	4,4

Die Degradation des Wärmerohrs hat geringeren Einfluss, da der Wärmerohrleitwert für die betrachteten Systeme grundsätzlich höher liegt als für den Sammler. So sinkt der Konversionsfaktor aufgrund Wärmerohralterung nur um maximal 0,4 Prozentpunkte. Die Sammleralterung durch austrocknende Wärmeleitpaste führt hingegen zu einer Konversionsfaktorminderung von bis zu 1,2 Prozentpunkten. Noch weitaus deutlicher mit bis zu 4,4 Prozentpunkten ist die Minderung des Konversionsfaktors für den Fall, dass keine Wärmeleitpaste verwendet wird. Somit wird grundsätzlich festgestellt, dass die Alterung des Sammlers respektive der Wärmeleitpaste ausschlaggebend für die Kollektordegradation ist.

Innerhalb des Forschungsprojekts QAIST, an dem das Prüfzentrum Solarthermie des ISFH mitgearbeitet hat, sind Wirkungsgradminderungen durch Exposition von VRK mit Wärmerohren ermittelt worden. Zusätzlich hat das Prüfzentrum Solarthermie am ISFH untersucht, welchen Einfluss eine Erneuerung der Wärmeleitpaste nach einem Jahr Exposition sowie das Weglassen der Wärmeleitpaste hat [Lampe 2013]. Exemplarische Ergebnisse sind in Tabelle 4.7 dargestellt.

Tabelle 4.7: Konversionsfaktorminderungen aufgrund Kollektorexposition nach [Lampe 2013]

	Dewar-Vakuurnöhre		Glas-Metall-Verbund Vakuurnöhre	
	Konversions- faktor η_0	Minderung η_0 in %-Punkten	Konversions- faktor η_0	Minderung η_0 in %-Punkten
Ohne Alterung	0,682		0,733	
30d Exposition	0,671	1,1	0,704	2,9
1a Exposition	0,656	2,6	0,684	4,9
1a neue WLP	0,669	1,3	0,719	1,4
1a ohne WLP	-	-	0,686	4,7

Die in Tabelle 4.7 dargestellten Ergebnisse sind nur exemplarische Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt QAISt; es wurden sowohl geringere als auch höhere Minderungen des Konversionsfaktors aufgrund Exposition an weiteren untersuchten Kollektoren festgestellt.

Der Vergleich der Konversionsfaktorminderungen für Dewar-Vakuurröhren zeigt, dass die Wirkungsgradminderung nach 30 Tage Exposition durch eine Degradation der Wärmeleitpaste erklärt werden kann. Für den innerhalb von QAISt untersuchten Glas-Metall-Verbund VRK wird eine größere Degradation festgestellt, die weder durch die ermittelte Einzeldegradation der Wärmerohre noch des Sammlers begründet werden kann. Der Vergleich der Versuche ohne Wärmeleitpaste zeigt allerdings sehr gute Übereinstimmung. Es scheint der Fall zu sein, dass im Kollektor die Degradation der Wärmeleitpaste eine noch größere Rolle spielen kann, als innerhalb der Messungen am Sammler ermittelt wurde (Tabelle 4.6).

Folgende Punkte sind zu berücksichtigen: Erstens kann die maßgenaue Messinghülse im Prüfstand zur Vermessung von Sammlern ggf. zu einem geringeren Spalt – gefüllt mit Wärmeleitpaste – in der Sammlersteckhülse führen. Die Wärmerohre im Kollektor können also zu einem größeren Spalt führen, was den Einfluss der Wärmeleitpaste erhöhen würde. Des Weiteren treten im Anlagenbetrieb zyklische Temperaturbelastungen auf. Insbesondere für den Sammler hat die zyklische Temperaturbelastung wohl Einfluss. Die Kontaktierung von Wärmerohr, Wärmeleitpasten und Sammler könnte durch unterschiedliche thermische Ausdehnung der Komponenten und das Aufbrechen der ausrocknenden Wärmeleitpasten durch zyklische Belastungen stärker vermindert werden.

Abschließend kann festgestellt werden, dass die Degradation von Wärmeleitpasten eindeutig negativen Einfluss auf die Funktion von Kollektoren hat; der Konversionsfaktor wird um bis zu fünf Prozentpunkte gemindert. Die Degradation der Wärmerohre hat einen geringeren Einfluss und scheint herstellerepezifisch zu sein. Es muss also festgestellt werden, dass die Gebrauchsdauertauglichkeit von VRK mit Wärmerohren durch die Verwendung nicht geeigneter Wärmeleitpasten am Sammler problematisch ist.

5 Wärmerohrfertigung am ISFH

Für ein detailliertes Verständnis der Wärmetransporteigenschaften von Gravitationswärmehöhren ist es notwendig, diese theoretisch abzubilden, um Parameterstudien bzgl. verschiedener Einflussfaktoren durchführen zu können. Dazu ist es erforderlich, dass die anzuwendenden Modelle gegenüber einer ausreichenden Menge an Messergebnissen validiert sind. Es stehen eine Reihe an Messergebnissen marktüblicher Wärmerohre für Kollektoren, wie in Abschnitt 4.1 dargestellt zur Verfügung. Allerdings ist eine ausreichende Validierung nur mit einer breiteren Datenbasis an Messergebnissen möglich. Dazu werden experimentell ermittelte Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren unter Variation von Geometrie sowie Arbeitsmedium benötigt. Die Bereitstellung dieser zusätzlich benötigten Wärmerohre ist das erste Motiv der Umsetzung einer Befüllleinrichtung zur Fertigung von Wärmerohren. Des Weiteren kann durch die Herstellung von Wärmerohr-Prototypen messtechnisch bewertet werden, inwiefern ermittelte Optimierungspotentiale der Wärmetransporteigenschaften in der Realität erreicht werden können. Damit gilt es Herstellungsverfahren von Wärmerohren zu realisieren, die sich zur Fertigung von bzgl. Wärmetransportverhalten bewertbaren Wärmerohren eignen. So liegt der Fokus nicht im Bereich Fertigungsoptimierung bzgl. Serienproduktion, sondern es sollen vielmehr Wärmerohren im Labormaßstab mit hoher Güte der Wärmetransportfähigkeit der Wärmerohre umgesetzt werden.

5.1 Befüllen von Wärmerohren

Hauptaspekt einer Wärmerohrfertigung ist das Befüllverfahren. Das Ziel ist, dass ein Rohr bestimmter Geometrie so befüllt wird, dass sich ausschließlich das gewünschte Arbeitsmedium im Wärmerohr befindet und Inertgaseinschlüsse wie z. B. Luft einschlüsse nicht vorliegen. Die Fachliteratur macht dazu einige Vorschläge. So stellt [Reay 2006] ein relativ aufwendiges Verfahren, bei dem das Arbeitsmedium durch mehrere Gefriervorgänge bei geringem Druck innerhalb der Befülleinrichtung entgast werden soll und folgend in das evakuierte Leerrohr eingefüllt wird. [Faghri 1995] stellt eine ähnliche Laborbefülleinrichtung dar. Hier wird zusätzlich beschrieben, dass über ein Dosierventil bei volumetrischer Bestimmung des zu füllenden Arbeitsmediums die Menge an Arbeitsmedium im Wärmerohr sehr genau eingestellt werden kann. [Pelzer 1988] zeigt hingegen ein weitaus einfacheres Verfahren auf, innerhalb dessen keine Vakuumtechnik benötigt wird und die Luft im unter Umgebungsdruck befüllten Rohr durch einen Auskochvorgang ausgetrieben wird. Damit liegen zwei grundsätzliche Ansätze vor, die wie im Folgenden beschrieben zunächst beide verfolgt wurden.

5.1.1 Mögliche Prozessschritte

Die Wärmerohrfertigung ist unter den grundsätzlichen Gesichtspunkten Rohrbearbeitung, Befüllvorgang und Verschließen des Wärmerohrs zu sehen. Genauer betrachtet liegen eine Reihe möglicher Prozessschritte vor, die allerdings teilweise nicht zwingend notwendig sein müssen. So stellt sich die Frage, welcher Aufwand wirklich zu betreiben ist, um qualitativ gute Wärmerohre fertigen zu können. Dazu sind die möglichen Prozessschritte zunächst aufgeschlüsselt worden, wie in Abbildung 5.1 dargestellt. Hier sind die beiden oben genannten Befüllverfahren der Befüllung bei Umgebungsdruck, was den Auskochvorgang benennt, sowie Befüllung bei niedrigem Druck, was die Befüllung eines evakuierten Leerrohrs beschreibt, aufgezeigt. Vor der Befüllung sind sowohl eine Vorbehandlung des Arbeitsmediums als auch des Leerrohrs möglich. Nach der Befüllung gilt es im Prinzip nur noch das Wärmerohr gasdicht zu verschließen.

Es wurde eine Reihe von Untersuchungen zum Einfluss der einzelnen Prozessschritte auf die Qualität der gefertigten Wärmerohre durchgeführt. So ist die Vorbehandlung des Arbeitsmediums durch Entgasung als wesentlicher Einfluss herausgearbeitet worden. Eine Vorbehandlung des Leerrohrs durch z. B. eine Ausheizung unter Schutzatmosphäre muss hingegen nicht zwingend notwendig sein. Zusätzlich ist ermittelt worden, dass die nötige Verklemmung des Wärmerohrs nach dem Befüllvorgang, die das Wärmerohr gegenüber der Umgebung temporär verschließt bis dieses endgültig abgedichtet wird, als relativ unkritisch zu bewerten ist. Schon mit einfacher Technik können ausreichend gasdichte Klemmungen erreicht werden.

Der Verschluss bzw. die endgültige Abdichtung des Wärmerohrs kann durch z. B. WIG-Schweißen oder Lötverfahren realisiert werden. Sowohl für Kupfer-Wärmerohre als auch Aluminium-Wärmerohre sind beide Verschlussstechniken untersucht worden. Es hat sich gezeigt, dass für Kupfer-Wärmerohre bei kleinen zu verschließenden Bereichen wie z. B. kleine Befüllrohre am oberen Ende des Wärmerohrs WIG-Schweißen geeignet ist. Hartlötverfahren haben sich grundsätzlich als reproduzierbar gasdichte Verschlussstechniken gezeigt und wurden mehrheitlich angewendet.

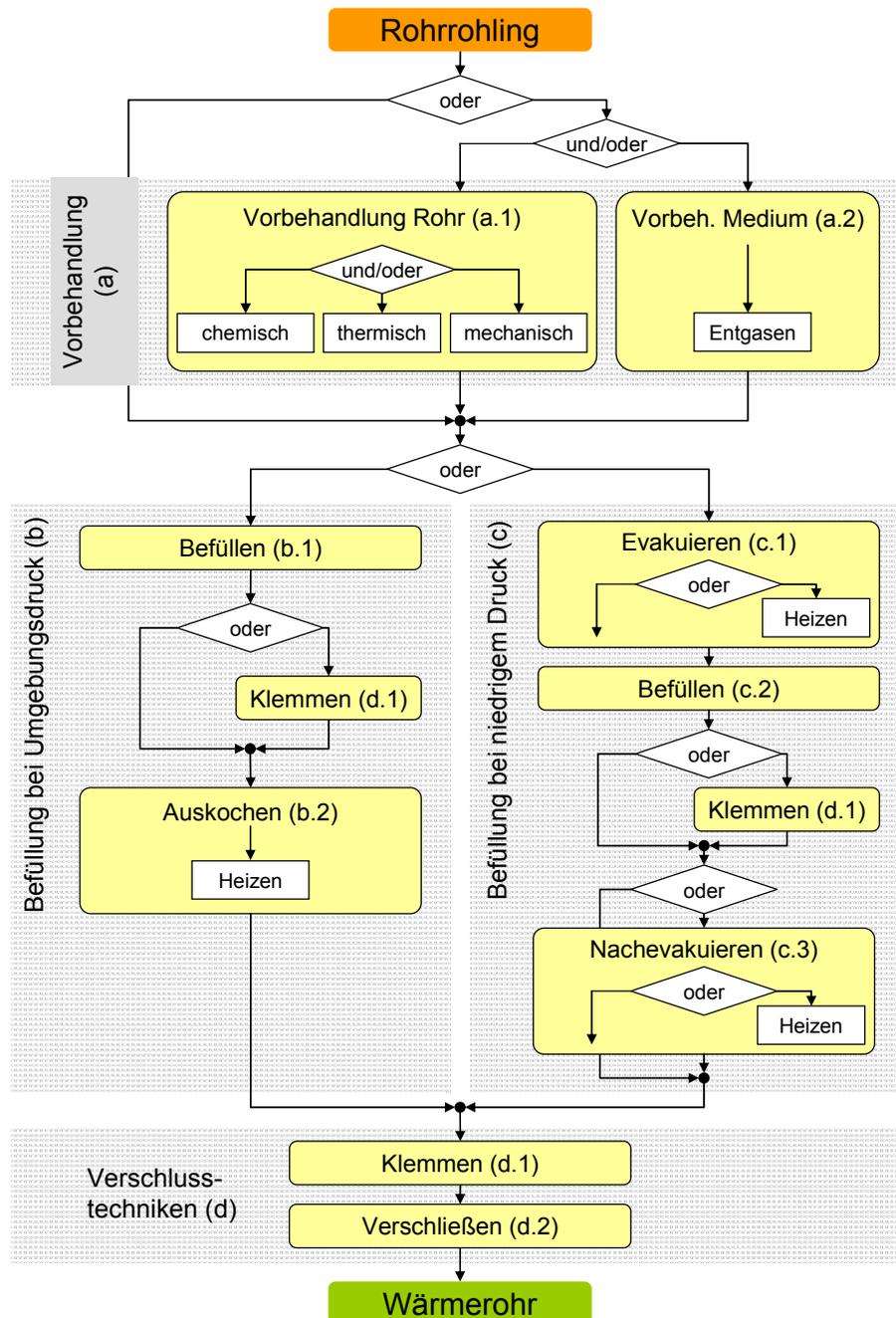


Abbildung 5.1: Abfolge möglicher Prozessschritte innerhalb der Herstellung von Gravitationswärmerohren unter Berücksichtigung der Befüllverfahren einerseits durch Evakuierung des Rohrs (Befüllung bei niedrigem Druck (c)) sowie andererseits durch Auskochen des Arbeitsmediums (Befüllung bei Umgebungsdruck (b))

5.1.2 Befüllrichtungen am ISFH

Wie weiter oben genannt sind sowohl das Befüllverfahren mit Befüllung von evakuierten Leerrohren als auch das Befüllverfahren durch Auskochen realisiert worden. Für die Befüllung von evakuierten Rohren ist das in [Faghri 1995] beschriebene Verfahren deutlich vereinfacht umgesetzt worden. So wird das Arbeitsmedium in einem Behälter bei Umgebungsdruck vorgehalten. Damit besteht der Vakuumkreis nur aus einem Befüllkopf, an den sowohl

Wärmerohr, Vakuumpumpe und ein Druckmessgerät angeschlossen sind. Oberhalb des Befüllkopfs befindet sich das Vorhaltegefäß für das Arbeitsmedium, welches über eine Dosiereinrichtung mit Nadelventil mit dem Befüllkopf verbunden ist. Die umgesetzte Befüll-einrichtung ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Zur Befüllung des Wärmerohrs wird dieses an die Befülleinrichtung angeschlossen und das System evakuiert, wobei Drücke von bis herab zu einem Pascal mittels der verwendeten Vakuumpumpe erreicht werden können. Folgend wird über die Dosiereinrichtung die gewünschte Menge an Arbeitsmedium eingefüllt, wobei damit der Druck im System auf den Dampfdruck des Arbeitsmediums ansteigt. Abschließend wird das Wärmerohr abgeklemmt und verschlossen. Das Arbeitsmedium kann vorher z. B. durch Auskochen entgast werden, wobei eine völlige Entgasung nicht gegeben sein kann, da wie genannt das Arbeitsmedium in einem Gefäß bei Umgebungsdruck vorgehalten wird. Der Einfluss der Entgasung sowie die allgemein erreichte Qualität der Wärmerohre ist in Abbildung 5.5 beispielhaft durch Messergebnisse des thermischen Leitwerts von drei Wärmerohren mit unterschiedlich vorbehandeltem Arbeitsmedium dargestellt.

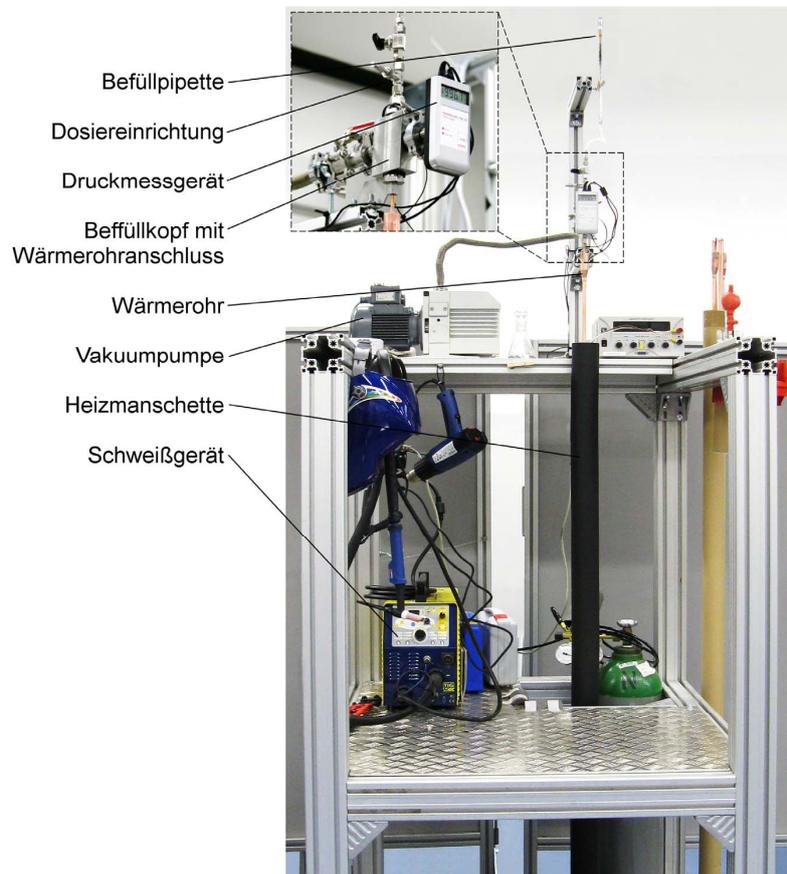


Abbildung 5.2: Am ISFH umgesetzte Befülleinrichtung für Wärmerohre mit Evakuierung und definierter Befüllung mit Arbeitsmedium durch Dosierung eines bestimmten Volumens

Das zusätzlich umgesetzte Befüllverfahren durch Auskochen des Wärmerohrs stellt sich als weitaus weniger aufwendig bzgl. benötigter Systemkomponenten dar. Abbildung 5.3 zeigt die grundsätzliche Anordnung des Verfahrens auf. Die Befüllung findet bei Umgebungsdruck statt, wobei das Rohr überfüllt werden muss, um später die gewünschte Masse an Arbeitsmedium im Wärmerohr erreichen zu können. Folgend wird das Wärmerohr oben verklemmt, um bei Beheizung des unteren Bereichs einen Überdruck im Wärmerohr und gleichzeitig ein

Sieden des Arbeitsmediums zu ermöglichen. Durch eine definierte Undichtigkeit wird die Luftsäule herausgedrückt und bei weiterer Beheizung des unteren Bereichs beginnt der Wärmerohrprozess zu arbeiten. Der Auskochvorgang wird fortgesetzt, bis die gewünschte Menge an Arbeitsmedium im Wärmerohr verbleibt, was durch eine Differenzwägung ermittelt werden kann. Während dieser Prozessschritte wird zeitgleich das Arbeitsmedium durch den Siedevorgang entgast. Abschließend wird das Wärmerohr wieder durch die beschriebenen Techniken verschlossen, wobei die bereits vorhandene Verklebung durch die Klemmbacken mit stärkerer Fixierung als temporärer Verschluss dient. Abbildung 5.5 stellt ein exemplarisches Messergebnis eines Wärmerohrs, welches mit diesem Befüllverfahren umgesetzt worden ist, dar.

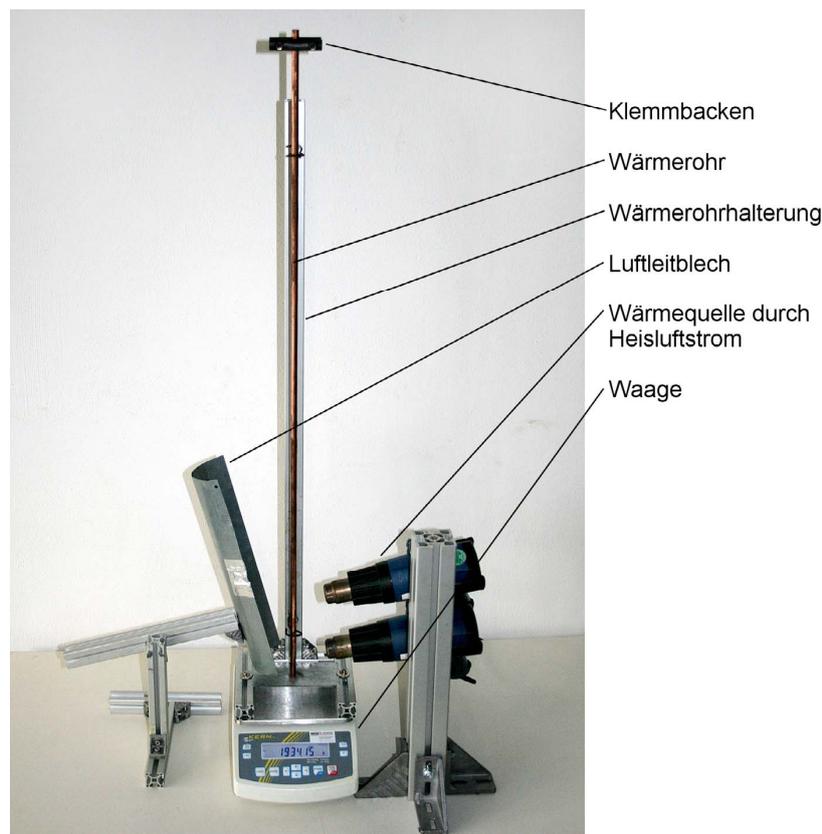


Abbildung 5.3: Am ISFH umgesetztes Befüllverfahren mit Befüllung des Leerrohrs bei Umgebungsdruck und folgendem Auskochen von Luftein-schlüssen mit definierter Undichtigkeit durch Klemmbacken

5.2 Beschreibung und Bewertung der Wärmerohr-Prototypen

Die umgesetzten Verschlussstechniken der Wärmerohre sind wie genannt WIG-Schweißen oder Hartlöten. Grundsätzlich muss das Rohr an den Rohrenden umgeformt werden, um ein Verschließen zu ermöglichen. Hierzu sind verschiedene Verfahren entwickelt worden, wobei diese vom Durchmesser des umzusetzenden Wärmerohrs abhängig sind. Für kleinere Rohrdurchmesser ist es möglich eine lineare Pressung und damit Verklebung des Rohrs anzuwenden. Für größere Rohrdurchmesser wird die Umsetzung dieser Art der Verklebung als auch der Verschluss durch Schweißen oder Löten aufwendiger. So ist für größere Durchmesser zusätzlich auf die Verwendung von hartverlöteten Endkappen mit Befüllrohren

kleineren Durchmessers zurückgegriffen worden. Abbildung 5.4 stellt beispielhaft einige Verschlussstechniken der am ISFH gefertigten Wärmerohr-Prototypen dar. Der Verschluss des anderen Rohrendes ist dabei äquivalent ausgeführt.



Abbildung 5.4: Innerhalb der Prototypenfertigung angewendete Verschlussstechniken mit Verklebung und damit Verschluss des Dampfraums im Wärmerohr gegenüber der Umgebung und folgender Abdichtung durch WIG-Schweißen oder Hartlöten

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass sowohl mit dem umgesetzten Befüllverfahren durch Evakuierung als auch durch die Befüllung im Auskochverfahren die Herstellung von Wärmerohren möglich ist. Allerdings hat sich herausgestellt, dass sich durch die Befüllung bei Evakuierung nicht alle Inertgase aus dem Wärmerohr entfernen lassen. So sind die gemessenen Anlaufemperaturdifferenzen von Wärmerohren hergestellt mit diesem Verfahren relativ hoch und es hat sich ebenfalls gezeigt, dass der thermische Leitwert der Rohre für geringere Leistungen geringer ist (vgl. hierzu Abschnitt 3.3.1 und Abschnitt 4.1.2). Insbesondere die Problematik gebundener Gase im vorgehaltenen Arbeitsmedium scheint hierfür der Hauptgrund zu sein. Abbildung 5.5 (links) stellt dazu exemplarische Messergebnisse dar.

Wärmerohre, die durch das zunächst simpel wirkende Auskochverfahren gefertigt wurden, zeigen hingegen weitaus geringere Anlaufemperaturdifferenzen. Zusätzlich konnte innerhalb von Messungen des thermischen Leitwerts von ersten Proben gezeigt werden, dass sich die hohe Qualität der Wärmerohre auch in einem höheren thermischen Leitwert bei geringeren übertragenen Leistungen widerspiegelt. Abbildung 5.5 (rechts) stellt ein exemplarisches Ergebnis zum Vergleich mit den Ergebnissen, die durch Evakuierung erreicht worden, dar. Zur Erreichung dieser hohen Güte der Wärmerohre bzw. geringen Inertgasmengen im Wärmerohr gilt es allerdings die Stellparameter beim Auskochen wie z. B. Temperaturniveau des beheizten Bereichs unten sowie die Undichtigkeit des Wärmerohrs an den Klemmbacken zu kennen. Durch eine intensive Auseinandersetzung mit der Thematik ist erreicht worden, dass sehr reproduzierbar Wärmerohre mit hoher Qualität mit diesem Verfahren hergestellt werden können. Dieses Verfahren hat sich damit als das Standardverfahren zur Herstellung von Wärmerohren am ISFH etabliert.

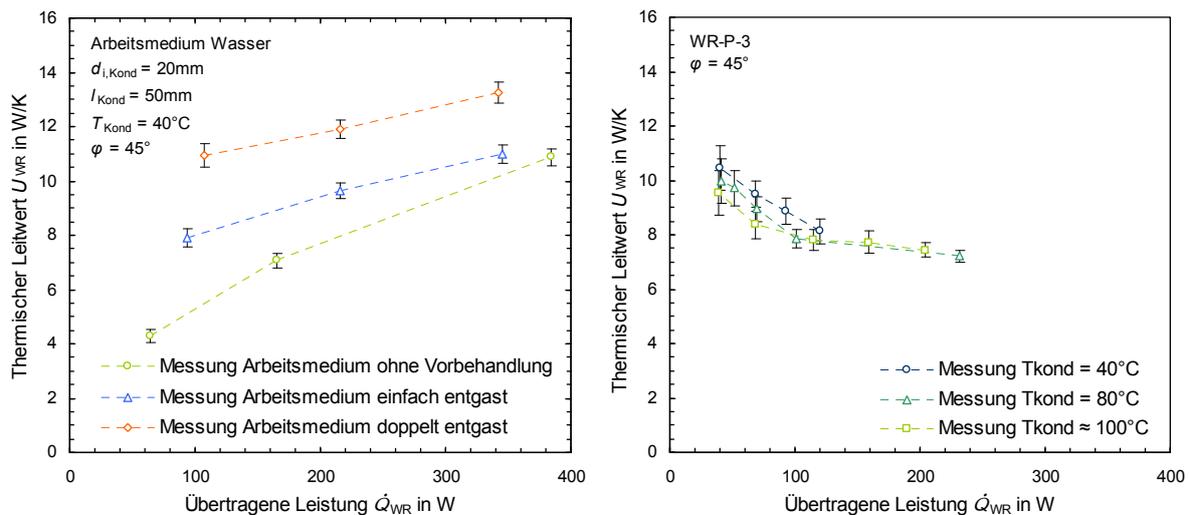


Abbildung 5.5: Exemplarische Messergebnisse des thermischen Leitwerts zur Bewertung der erreichten Qualität der Wärmerohr-Prototypen im Vergleich von Befüllung durch Evakuierung mit Variation der Vorbehandlung des Arbeitsmediums (links) und Befüllung durch Auskochen (rechts)

6 Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren und Sammlern

In Kapitel 4 ist dargestellt, welche grundsätzlichen Wärmetransporteigenschaften marktübliche Wärmerohre sowie Sammler aufweisen. Folgende wesentliche Erkenntnisse wurden erlangt:

- Der thermische Leitwert von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien ist weitaus geringer als der thermische Leitwert von Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium.
- Organische Arbeitsmedien können durch ihre niedrige Austrocknungsleistungsgrenze im Gegensatz zu Wasser zu einer Stagnationstemperaturbegrenzung im Kollektor führen.
- Die thermischen Leitwerte von Sammlern liegen in derselben Größenordnung wie die thermischen Leitwerte der Wärmerohre.
- Die Wärmeleitpaste zwischen Wärmerohren und Sammlern degradiert durch Temperaturbelastung stark und führt zu Leistungsminderung von Kollektoren.

Sowohl im Wärmerohr als auch im Sammler liegen mehrere Wärmetransportmechanismen vor. So ist der Wärmetransport im Wärmerohr durch Wärmeleitung in der Rohrwand, Kondensation und Verdampfung sowie Dampf- und Kondensatstrom beeinflusst. Im Sammler liegt Wärmeleitung durch die Wärmeleitpaste sowie die Sammlerrohrwand sowie Konvektion in die Strömung des Solarkreisfluids vor.

Für ein tieferes Verständnis der Wärmetransporteigenschaften der Komponenten Wärmerohr und Sammler muss Kenntnis über die einzelnen Wärmetransportphänomene vorhanden sein. Aus diesem Grund sind theoretische Modellierungen sowohl für Wärmerohre als auch Sammler vorgenommen worden. Die Zulässigkeit der theoretischen Betrachtungen wurde mittels Vergleich zu den in Kapitel 4 genannten sowie zusätzlichen Messergebnissen validiert.

Die damit erarbeiteten Berechnungs- und Auslegungsverfahren dienen einerseits dazu die

Wärmetransporteigenschaften detailliert zu untersuchen um das grundsätzliche Verständnis zu vertiefen sowie Optimierungspotentiale aufzudecken. Des Weiteren können sie dazu genutzt werden neue Wärmerohrlösungen z. B. zur Integration in andere Kollektorbauarten als VRK auszulegen.

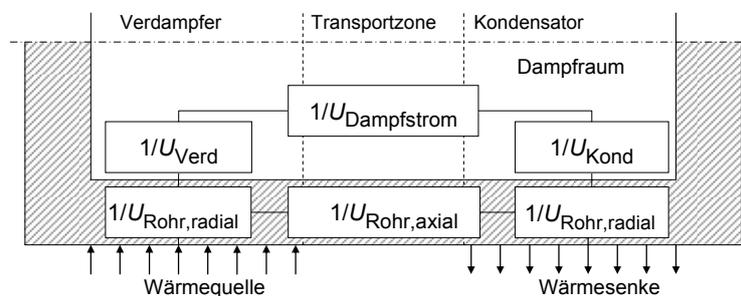
Im Folgenden werden die Entwicklung und Validierung der Modelle beschrieben sowie die Einflussfaktoren auf das Wärmetransportverhalten von Wärmerohren und Sammlern detailliert analysiert.

6.1 Modellierung des thermischen Leitwerts von Gravitationswärmerohren

Die Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren können grundsätzlich in die beiden Teilaspekte thermischer Leitwert innerhalb des Betriebsbereichs und Leistungsübertragungsgrenzen aufgeteilt werden (vgl. Abbildung 1.2). So sieht der Modellierungsansatz ebenfalls vor, diese beiden Hauptaspekte innerhalb getrennter Modelle zu betrachten. Für das Wärmetransportverhalten innerhalb des Betriebsbereichs ist folgender Modellierungsansatz gewählt worden.

6.1.1 Modellierungsansatz

Wie schon genannt sind im Wärmerohr mehrere Wärmeübertragungsphänomene präsent. Abbildung 6.1 stellt schematisch dar, welche Wärmetransportmechanismen in Gravitationswärmerohren vorliegen.



U_{Rohr} : Thermische Leitfähigkeit der Rohrwand

U_{Verd} , U_{Kond} : Verdampfungs- und Kondensationswärmeübergang

$1/U_{\text{Dampfstrom}}$: Druckverlust der Dampfströmung

Abbildung 6.1: Numerisches Ersatzschaltbild der Wärmetransportmechanismen in Gravitationswärmerohren

Entsprechend Abbildung 6.1 liegen zwei parallele Wärmestrompfade vor: Einerseits der Wärmetransport durch den zweiphasigen Kreisprozess des Arbeitsmediums und andererseits durch die axiale Wärmeleitung in der Rohrwand vom Verdampfer zum Kondensator. In Abschnitt 4.1.1 ist ermittelt worden, dass der thermische Leitwert von Gravitationswärmerohren üblicher Bauform im Bereich von 3 bis 25 W/K liegt. Die thermische Leitfähigkeit der Rohrwand in axialer Richtung liegt für ein Kupferrohr mit Außendurchmesser von 10 mm und einem Innendurchmesser von 8 mm sowie einer mittleren Rohrlänge von einem Meter (ungefähre Entfernung vom Mitte Verdampfer zu Mitte Kondensator in axialer Richtung bei üblicher Wärmerohrbauform) bei ca. 0,008 W/K. Dies bedeutet, dass die thermische Leit-

fähigkeit der Rohrwand um ca. das Tausendfache niedriger liegt als die Wärmetransportfähigkeit des Wärmerohrs. Aus diesem Grund wird dieser Aspekt vernachlässigt. Dies wird in der Fachliteratur wie z. B. in [VDI 2006] und [Faghri 1995] auch so postuliert. Damit ist für das Wärmerohr nur noch ein Wärmestrompfad zu berücksichtigen. Unter der Annahme einer über der Außenoberfläche des Verdampfers und Kondensators konstanten Wärmezufuhr bzw. -abfuhr kann die radiale Wärmeleitung über Gleichung (3.5) (Wärmeleitung im Hohlzylinder) berücksichtigt werden.

Damit gilt es nun „nur noch“ die Wärmetransportmechanismen des zweiphasigen Kreisprozesses abzubilden. Der Druckverlust der Dampfströmung in Wärmerohren ist in einer Vielzahl von Veröffentlichungen behandelt worden, wobei [Reay 2006] einen guten Überblick der Arbeiten liefert. Grundsätzlich liegt neben dem Reibungsanteil der axialen Dampfströmung ein zusätzlicher Trägheitsanteil aufgrund des benötigten Impulses zur Umlenkung des verdampfenden Massenstroms vor. Allerdings führt dieser Effekt umgekehrt in der Kondensationszone zu einer Druckrückgewinnung. [Busse 1967] z. B. gibt eine Berechnungsvorschrift für die Druckrückgewinnung im Kondensator bei eindimensionaler Betrachtung an. [Tien 1974] ist einen Schritt weiter gegangen und hat eine zweidimensionale numerische Betrachtung durchgeführt, wobei unter anderem beschrieben wird, dass es bei hohen Kondensationsraten sogar zu einem Dampfstrom am Ende des Kondensators in entgegengesetzter Richtung kommen kann. Die detaillierte Betrachtung der Druckrückgewinnung ist allerdings eher für die Auslegung von Kapillarkraftwärmerohren und insbesondere deren Kapillarstrukturen notwendig; für Gravitationswärmerohre spielt dieser Effekt eine untergeordnete Rolle. [Reay 2006] beschreibt, dass der zusätzliche Druckverlust im Verdampfer durch Umlenkung mit $\Delta p = \rho_g \cdot v_g^2$ beschrieben werden kann. Unter Berücksichtigung des Reibungstherms durch die Hagen-Poiseuille'sche Gleichung für den laminaren Fall oder z. B. den Fanning-Faktor für Turbulenz kann somit der maximale Gesamtdruckverlust ohne Druckrückgewinnung relativ einfach ermittelt werden. Führt man diese Berechnungen für verschiedene Arbeitsmedien und Randbedingungen durch, so stellt man fest, dass der Druckverlust für sehr hohe übertragene Leistungen im Bereich von 1000 Pa liegen kann. Dies bedeutet, dass die durch die Reibung im Verdampfer dissipierte Energie und damit die zusätzliche Temperaturerhöhung ca. drei Zehnerpotenzen kleiner als die gesamte Temperaturerhöhung von Gravitationswärmerohren ist, und damit vernachlässigt werden kann.

Der Dampfstrom spielt für sich allein gesehen also keine wesentliche Rolle; die Einflussnahme des Dampfstroms auf den Kondensatriefilm gilt es allerdings zu berücksichtigen. Somit sind die Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge – unter Berücksichtigung des Einflusses des Dampfgegenstroms – von wesentlichem Interesse. Auch hierzu gibt es eine Vielzahl von Fachliteratur, die sich dem Thema widmen. [Nusselt 1916] hat die Beschaffenheit des laminaren Kondensatriefilms an einer geneigten ebenen Wand bei ruhendem Dampf analytisch hergeleitet – die sogenannte Wasserhauttheorie. Allerdings kann damit die Kondensation in Gravitationswärmerohren nur unzureichend beschrieben werden. Zu viele Aspekte innerhalb der Kondensation im Wärmerohr werden nicht berücksichtigt – Dampfgegenstrom, Turbulenz und Rohrgeometrie. So nutzt z. B. [Spendel 1984] die Wasserhauttheorie als Ausgangspunkt und erweitert diese unter Berücksichtigung des Dampfstroms allerdings ohne experimentelle Validierung. [Wang 1991], [Thumm 2002] und [Hashimoto 2002] haben unter Berücksichtigung von Messungen empirische Anpassungen des Kondensationswärmeübergangs entwickelt. [Hussein 2001] leitet für laminaren Kondensatfilm die Filmdicke in Abhängigkeit von Kondensatorgeometrie und Neigungswinkel analytisch her

und zeigt auf, dass die Ergebnisse verschiedene publizierte Messergebnisse gut abbildet. Für die Verdampfungswärmeübergänge stellt es sich ähnlich dar. So geben z. B. [Jialun 1992] und [Gross 1992] empirische Korrelationsgleichungen für die Verdampfung im Rieselfilm an und [Bartsch 1990] stellt Berechnungsvorschriften für die Verdampfung im Sumpf des Wärmerohrs zur Verfügung. Gross stellt in seiner Habilitationsschrift [Gross 1991] eine zusammenfassende Beschreibung der Kondensation und Verdampfung in Gravitationswärmehrohren zur Verfügung, wobei es sich um empirische Korrelationsgleichungen handelt, die er durch die Berücksichtigung einer Vielzahl von veröffentlichten Messergebnissen hergeleitet hat.

Einige aus der Fachliteratur bekannte Berechnungsgleichungen für die Kondensations- und Verdampfungswärmeübergänge wurden mit den am ISFH gewonnenen Messergebnissen verglichen. Sie wurden in ein Wärmerohrmodell nach Abbildung 6.1 unter Vernachlässigung der oben genannten Aspekte integriert. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

6.1.2 Beschreibung und Validierung des Modells

Ziel ist die Bestimmung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs U_{WR} für folgende Randbedingungen und Wärmerohreigenschaften:

- Übertragene Leistung \dot{Q}_{WR}
- Kondensatortemperatur T_{Kond}
- Neigungswinkel des Wärmerohrs φ (0° entspricht horizontal)
- Art des Arbeitsmediums (temperaturabhängige Stoffeigenschaften entsprechend der Dampfdruckkurve nach z. B. [VDI 2006])
- Masse des Arbeitsmediums m
- Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand λ_{Rohr}
- Außen- und Innendurchmesser von Verdampfer, Transportzone und Kondensator $d_{a,Kond}$, $d_{i,Kond}$, $d_{a,Trans}$, $d_{i,Trans}$, $d_{a,Verd}$ und $d_{i,Verd}$
- Länge von Verdampfer, Transportzone und Kondensator l_{Kond} , l_{Trans} und l_{Verd}

Der thermische Leitwert des Wärmerohrs kann über eine Reihenschaltung der Einzelleitwerte (unter Berücksichtigung der genannten Vernachlässigungen) ermittelt werden. Abbildung 6.2 zeigt das endgültige Modell mit den zugehörigen Temperaturknotenpunkten.

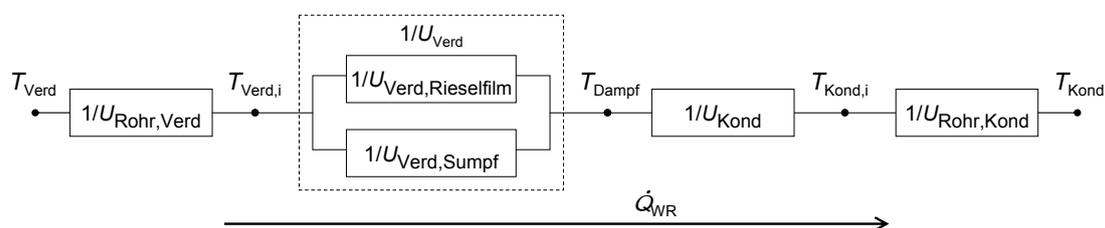


Abbildung 6.2: Numerisches Ersatzschaltbild des Modells zur Ermittlung des thermischen Leitwerts von Gravitationswärmehrohren im Betriebsbereich unterhalb der Leistungsübertragungsgrenzen

Die thermische Leitfähigkeit der Rohrwand von Kondensator und Verdampfer kann unter der Annahme gleichmäßiger radialer Wärmeübertragung mit Gleichung (3.5) bestimmt werden. Zur Bestimmung des Kondensationswärmeübergangs U_{Kond} werden die temperaturabhängigen Stoffparameter bezogen auf die innere Kondensatortemperatur $T_{Kond,i}$ herangezogen. Die

Temperatur ergibt sich durch die Ermittlung von $U_{\text{Rohr,Kond}}$ und die übertragene Leistung \dot{Q}_{WR} unter Berücksichtigung des Eingangsparameters T_{Kond} . Der Verdampfungswärmeübergang U_{Verd} im Verdampfer ergibt sich aus den Verdampfungswärmeübergängen aus dem Rieselfilm und aus dem Sumpf, da sich typischerweise im unteren Teil des Verdampfers eine Flüssigkeitssäule an Arbeitsmedium befindet (vgl. Abbildung 1.1). Somit muss die Füll- bzw. Sumpfhöhe für den zu betrachtenden Betriebszustand bekannt sein. Für eine Leistung von null und ein bestimmtes Temperaturniveau kann die Sumpfhöhe leicht über Gleichung (1.1) ermittelt werden. Die Sumpfhöhe ist gleich null, wenn die Austrocknungsgrenze erreicht ist. (Die Berechnung dieser ist in Abschnitt 6.3 beschrieben.) Damit kann linear zwischen diesen beiden Grenzleistungen interpoliert werden und die Sumpfhöhe somit für die entsprechende übertragene Leistung ermittelt werden. Es sei zu bemerken, dass die Wärmeübergangskoeffizienten für Verdampfung im Rieselfilm und im Sumpf in ähnlicher Größenordnung liegen und damit für übliche geringe Füllmengen in Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren auch für den gesamten Verdampfer als Näherung die Verdampfung aus dem Rieselfilm angenommen werden kann. Zur Berechnung des Verdampfungswärmeübergangs werden die Stoffparameter bei der inneren Verdampfer Temperatur $T_{\text{Verd,i}}$ benötigt. Diese Temperatur ist iterativ durch Abschätzung des thermischen Leitwerts U_{WR} als Startbedingung für die Iteration zu ermitteln.

Es sind mehrere aus der Fachliteratur bekannte und oben genannte empirische Korrelationsgleichungen zur Berechnung der Verdampfungs- und Kondensationswärmeübergänge innerhalb des Modells implementiert worden. Der Vergleich zu den am ISFH gewonnenen Messergebnissen des thermischen Leitwerts sowohl von marktüblichen Wärmerohren als auch am ISFH gefertigten Wärmerohr-Prototypen mit unterschiedlichen geometrischen Ausformungen und Arbeitsmedien hat gezeigt, dass die Berechnung der Wärmeübergänge nach [Gross 1991] die beste Übereinstimmung aufzeigt. Somit finden die Berechnungsvorschriften von [Gross 1991] im Folgenden Verwendung.

Zur Validierung des Modells wurden Wärmerohr-Prototypen mit unterschiedlichen Arbeitsmedien, Rohrwandmaterialien sowie Geometrien gefertigt und messtechnisch auf ihren thermischen Leitwert hin bewertet. In Tabelle 6.1 sind die hier zum Vergleich herangezogenen Wärmerohrprüflinge gelistet. Diese stehen exemplarisch für eine Vielzahl an Wärmerohr-Prototypen, die innerhalb der Entwicklung der Wärmerohrfertigung als auch Modellvalidierung und Bewertung von Optimierungsansätzen gefertigt und vermessen wurden. So ist auch das Modell gegen weitere Messergebnisse geprüft worden.

Tabelle 6.1: Geometrische Abmaße und Arbeitsmedium der hier zur Validierung des Modells des thermischen Leitwerts herangezogenen Wärmerohre

Prüfling	l_{Kond} in mm	$d_{\text{a,Kond}}$ in mm	$d_{\text{i,Kond}}$ in mm	l_{Verd} in mm	$d_{\text{a,Verd}}$ in mm	$d_{\text{i,Verd}}$ in mm	Rohr- material	Medium	Masse in g
WR-P-01	80	10	8,4	1600	10	8,4	Aluminium	Aceton	4,1 g
WR-P-02	80	10	8	1685	10	8	Kupfer	Aceton	2,2 g
WR-P-03	80	15	13	1685	15	13	Kupfer	Aceton	9,5 g
WR-P-04	80	8	6	1675	8	6	Kupfer	Pentan	3,8 g
WR-P-05	80	10	8	1555	10	8	Kupfer	Methanol	1,8 g
WR-M-04	50	14	12,5	1620	8	6,2	Kupfer	Wasser	~ 2 g

Die Wärmerohrproben wurden nach dem in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Verfahren bzgl. ihres thermischen Leitwerts hin bewertet. Die Messergebnisse sind vergleichend zu den Modellberechnungen in Abbildung 6.3 dargestellt.

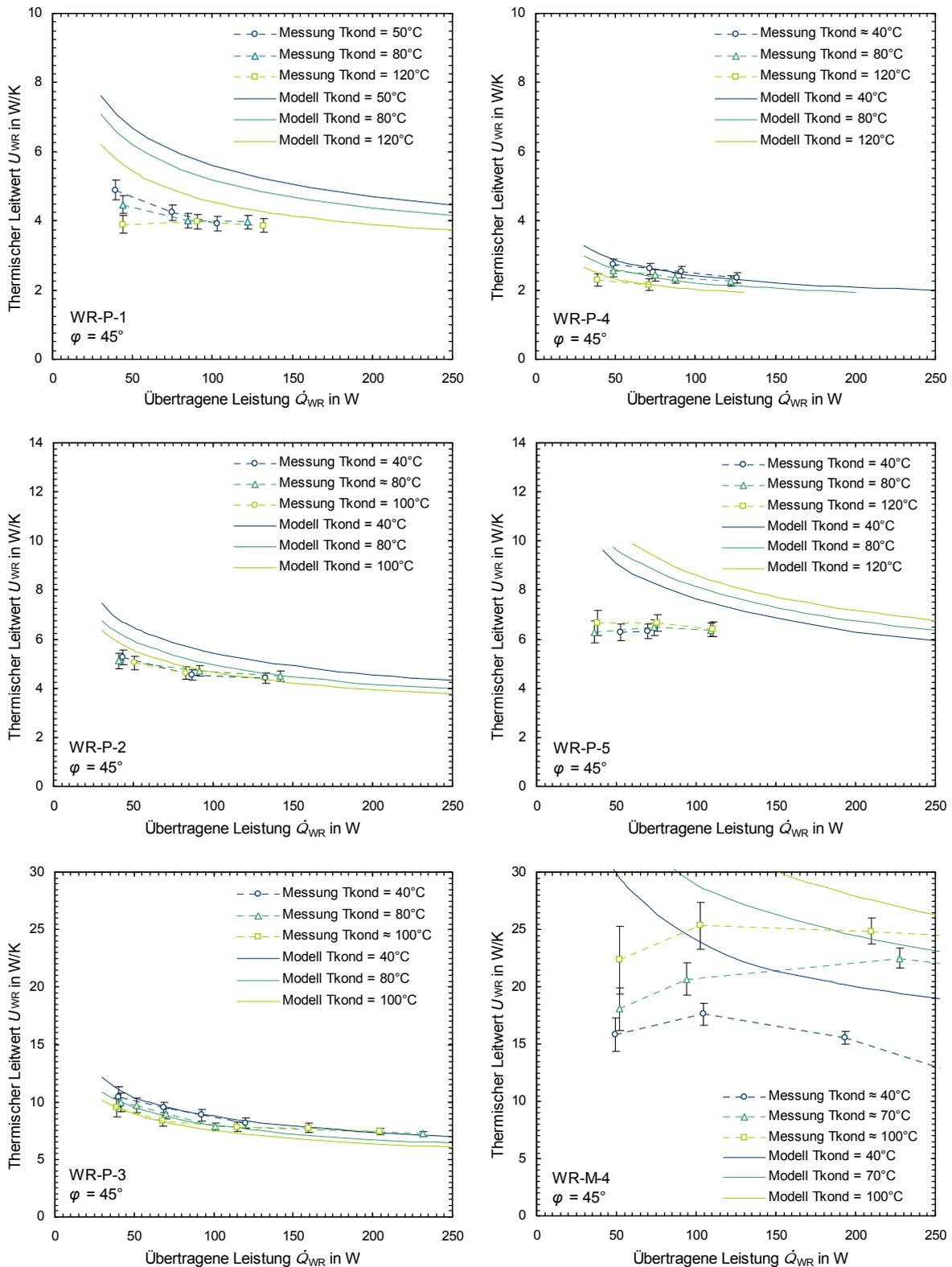


Abbildung 6.3: Modellierung des thermischen Leitwerts im Vergleich zu Messergebnissen für Wärmerohre mit unterschiedlichen Arbeitsmedien bei einem Neigungswinkel von 45° in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für jeweils mehrere Kondensatortemperaturniveaus

Es stellt sich dar, dass für mehrere Arbeitsmedien die thermischen Leitwerte zunächst recht gut abgebildet werden können. Folgende Aspekte gilt es zu berücksichtigen: Innerhalb des Modells wird davon ausgegangen, dass es sich um optimal befüllte Wärmerohre handelt, also keine Inertgaseinschlüsse im Wärmerohr vorliegen. Real handelt es sich allerdings um nicht optimale Wärmerohre, die über eine gewisse Menge an eingeschlossenen Inertgasen verfügen. So liegen die Anlaufemperaturdifferenzen der aufgezeigten Wärmerohre im Bereich von 1,5 bis 2,7 K was nach der Klassifizierung in Tabelle 3.1 für eine gute Qualität der Wärmerohre aber eben nicht für inertgasfreie Wärmerohre spricht. Wie in Abschnitt 4.1.2 dargelegt führen Inertgase zu verminderten thermischen Leitwerten der Wärmerohre insbesondere bei geringen Leistungen. Die Abweichung von Modell zu Messung ist folglich auch für geringe Leistungen am größten, da in diesem Bereich das Modell das Wärmetransportvermögen aufgrund des genannten Zusammenhangs überschätzt.

Des Weiteren stellt sich dar, dass die Temperaturabhängigkeit des thermischen Leitwerts sehr gut durch das Modell abgebildet wird. Insbesondere der Vergleich der Wärmerohre WR-P-3 und WR-M-4 zeigt auf, dass die starke Temperaturabhängigkeit von Wasser im Gegensatz zu Aceton sich klar in den Ergebnissen der Modellberechnung widerspiegelt.

Zur quantitativen Bewertung der Abweichungen der Modellberechnung zu den Messergebnissen werden die Ergebnisse exemplarisch bei übertragenen Leistungen von 100 W und 160 W herangezogen. Die Messwerte sind dazu inter- bzw. extrapoliert worden. Abbildung 6.4 stellt die Ergebnisse gegenüber, wobei alle in Abbildung 6.3 durchgeführten Messreihen Berücksichtigung finden.

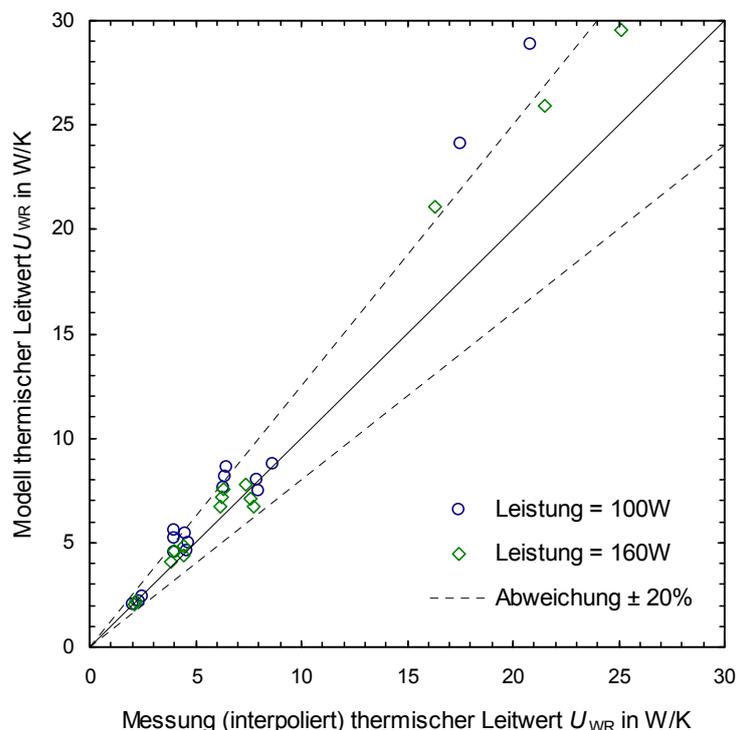


Abbildung 6.4: Vergleich der Messdaten mit der Modellierung für $\dot{Q}_{WR} = 100$ bzw. 160 W aller Messreihen aus Abbildung 6.3

Es wird deutlich, dass die Abweichung für geringere Leistungen größer ist und die Modellierung wie genannt größere Werte ergibt. Für eine exemplarische Leistung von 160 W stellt

sich dar, dass (fast) alle Messergebnisse mit einer Abweichung von unter 20% nachvollzogen werden können. Wenn man berücksichtigt, dass mehrere Arbeitsmedien, eine große Bandbreite an Betriebsbedingungen sowie leichte Variation der Kondensatorgeometrie eingegangen sind, so kann diese Abweichung als auseichend klein bewertet werden. Nach [Gross 1991] liegt die Abweichung seiner Betrachtungen (für eine weitaus größere Bandbreite an Messungen) noch deutlich darüber.

Es wurde hier nur gezeigt, dass das Modell für einen Wärmerohrneigungswinkel von 45° Gültigkeit hat. Innerhalb von Messungen von marktüblichen Wärmerohren ist ermittelt worden, dass der Neigungswinkel im Bereich von ca. 10° bis 90° keinen Einfluss auf das Wärmetransportvermögen hat (vgl. Abbildung 4.5). [Gross 1991] jedoch berücksichtigt den Neigungswinkel bei Bestimmung des Kondensationswärmeübergangs. Sowohl [Gross 1991] als auch [Hussein 2001] sagen aus, dass sich der Kondensationswärmeübergang an Rohrinnenwänden bei geringeren Neigungswinkeln merklich verbessert, da sich der Kondensatfilm günstiger ausbildet. Die Variation des Neigungswinkels innerhalb des Modells zeigt diesen Effekt auch deutlich. Es wird davon ausgegangen, dass sich dieser Effekt eventuell nur bei größeren Rohrdurchmessern in der Realität bemerkbar macht. Somit schlagen wir vor, auch für andere Winkel als 45° zur Berechnung des Kondensationswärmeübergangs bei üblichen Kondensatordurchmessern von Wärmerohren für Kollektoren eine Wärmerohrneigung von 45° anzusetzen.

Das beschriebene Modell zur Berechnung des thermischen Leitwerts ist für kurze Kondensatoren und mehrere Arbeitsmedien validiert worden, wobei bei höheren Leistungen eine Abweichung zu den Messergebnissen von unter 20% vorliegt. Es kann also davon ausgegangen werden, dass das Modell für folgende Betriebsbedingungen und Wärmerohreigenschaften eine Vorhersage des thermischen Leitwerts zulässt:

- Übertragene Leistungen ab 50 W
- Neigungswinkel von 45° (für andere Winkel (größer ca. 10°) ist nach Abschnitt 4.1.1 das Wärmetransportverhalten ähnlich)
- Kondensator- und Verdampferdurchmesser von 5 bis 30 mm
- Kondensatorlängen von 40 bis 100 mm
- Verdampferlängen mit $l_{\text{Verd}} > 5 * l_{\text{Kond}}$
- Jegliche Arbeitsmedien (keine Gemische) für den Betriebsbereich von 0°C bis 500°C
- Temperaturniveau entsprechend dem Betriebsbereich

6.2 Analyse der Einflussgrößen auf den thermischen Leitwert

Nach Validierung des Modells soll nun aufgezeigt werden, welche Einflussgrößen relevant für den thermischen Leitwert und damit das Wärmetransportvermögen von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren sind. Damit wird gleichzeitig erarbeitet, welche Optimierungspotentiale sich bieten.

Für die folgenden Betrachtungen wird ein exemplarisches Wärmerohr als Ausgangspunkt definiert. Das Wärmerohr besitzt eine Verdampferlänge von 1,7 m, einen Verdampferaußendurchmesser von 10 mm, eine Kondensatorlänge von 50 mm, einen Kondensatoraußendurchmesser von 22 mm, eine Kupferwandstärke von 1 mm und 4 g Aceton als Arbeitsmedium. Es wird ein organisches Arbeitsmedium gewählt, da wie in Abschnitt 4.3.2 gezeigt, die Optimierung von Wärmerohren mit Wasser nur eine untergeordnete Rolle spielt, Wärme-

rohre mit organischen Arbeitsmedien aber aufgrund ihrer möglichen Stagnationstemperaturminderung interessant sind. Als Betriebsbedingungen werden eine übertragene Leistung von 100 W sowie eine Kondensatortemperatur von 40°C angenommen, was ca. den Betriebspunkt im Kollektor im Bereich des Konversionsfaktors darstellt. Es sollte berücksichtigt werden, dass der ermittelte Leitwert aufgrund von Inertgaseinschlüssen so nicht zu erreichen sein wird. Vielmehr könnte für eine Auslegung die Leitwertberechnung bei höheren Leistungen dienlich sein.

Grundsätzlich stellt sich die Frage, welchen Einfluss die einzelnen Wärmeübertragungsmechanismen nach Abbildung 6.2 auf den Gesamtleitwert von Wärmerohren besitzen. Dazu wurde mittels des beschriebenen Modells das oben definierte Wärmerohr für die genannten Betriebsbedingungen berechnet. Abbildung 6.5 stellt die Größenordnungen der Einzelleitwerte im Vergleich zum Gesamtleitwert U_{WR} dar.

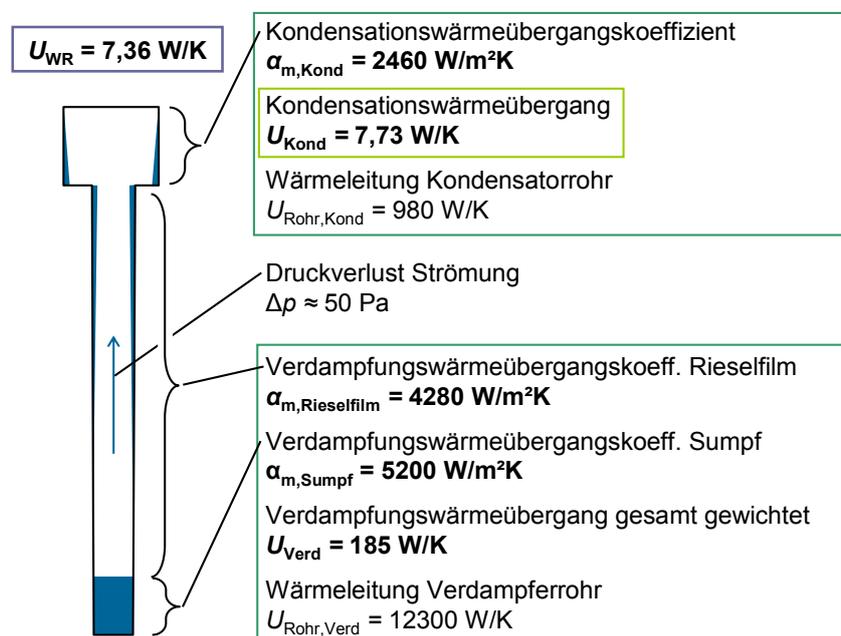


Abbildung 6.5: Einzelleitwerte eines Gravitationswärmerohrs für Kollektoren mit Aceton als Arbeitsmedium, Der Kondensationswärmeübergang hat maßgeblichen Einfluss auf den Gesamtleitwert des Wärmerohrs.

Es zeigt sich eindeutig, dass die Wärmeleitung in der Rohrwand bei Verwendung eines Kupferrohrs keine Rolle spielt. Auch der Verdampfungswärmeübergang hat keinen wesentlichen Einfluss. Hier ist zu erkennen, dass die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten nach [Gross 1991] für Verdampfung aus dem Rieselfilm und Verdampfung aus dem Sumpf in ähnlicher Größenordnung liegen. Dies ist der Fall, da für beide Verdampferbereiche für fast alle Betriebszustände zweiphasige Konvektion vorliegt (Bildung kleiner Blasen an der Rohrwand, die stetig abfließen und durch nachfließendes Kondensat ersetzt werden, welches wiederum an Keimstellen verdampft).

Hauptinflussfaktor ist der Kondensationswärmeübergang. Es stellt sich dar, dass der Kondensationswärmeübergangskoeffizient für diesen exemplarischen Fall – wie auch für alle anderen Betriebszustände – in ähnlicher Größenordnung wie die Verdampfungswärmeübergangskoeffizienten liegt (ca. Faktor zwei kleiner). Aufgrund der kleinen Innenoberfläche des Kondensators im Gegensatz zur Innenoberfläche des Verdampfers ist der Kondensations-

wärmeübergang U_{Kond} in W/K aber weitaus kleiner als der Verdampfungswärmeübergang U_{Verd} . Entsprechend Tabelle 4.1 liegt das Verhältnis von Verdampfer- zu Kondensatorinnenoberfläche für marktübliche Wärmerohre für Kollektoren im Bereich von ca. 10 bis 25.

Somit ist bzgl. wärmetechnischer Optimierung von Wärmerohren für Kollektoren die Kondensation der im Wesentlichen zu betrachtende Aspekt. Es stellt sich die Frage, welchen Einfluss das Arbeitsmedium – bzw. genauer gesagt die einzelnen Stoffeigenschaften des Arbeitsmediums – auf den Kondensationswärmeübergang haben. Zur Klärung dieser Frage kann folgende exemplarische Parametervariation dienen: Es wird wieder das oben als Standard gesetzte Wärmerohr betrachtet, wobei die relevanten Stoffeigenschaften von Aceton jeweils einzeln verändert wurden. So wurden Wärmeleitfähigkeit, Verdampfungsenthalpie und Viskosität einzeln bis auf den Wert, der sich für Wasser ergibt, variiert. Abbildung 6.6 zeigt, welchen Einfluss die jeweiligen Stoffeigenschaften auf den thermischen Leitwert des Wärmerohrs haben.

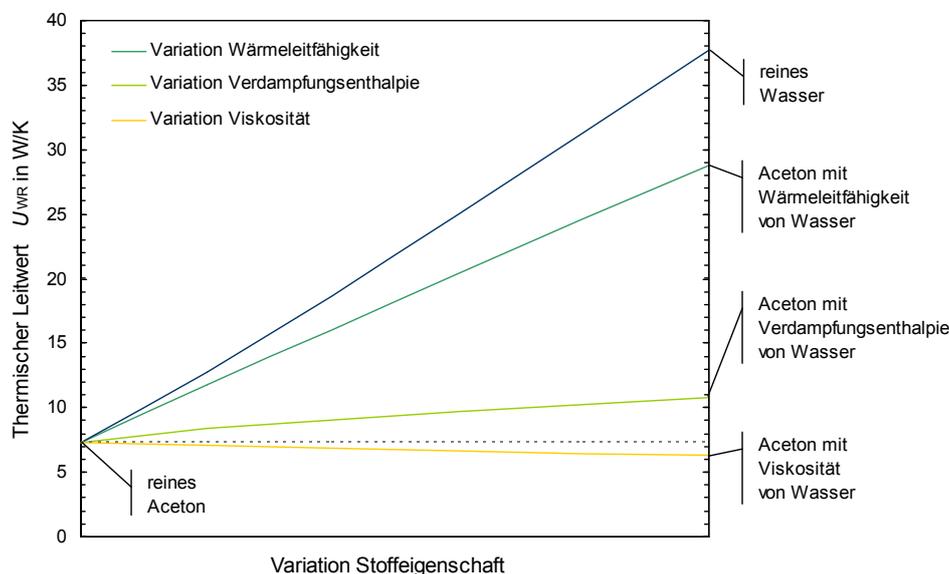


Abbildung 6.6: Einfluss verschiedener Stoffeigenschaften auf den thermischen Leitwert von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren. Exemplarische Variation der Stoffwerte zwischen Aceton und Wasser

Es zeigt sich deutlich, dass die Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmediums die relevante Größe ist. Die Veränderung dieses Parameters vom Wert für Aceton auf den Wert von Wasser ergibt eine ähnliche Verbesserung als wenn alle Stoffeigenschaften auf die Werte von Wasser angepasst werden. Dies begründet sich folgendermaßen: Tropfenkondensation kann im Wärmerohrkondensator für die hier betrachteten Arbeitsmedien grundsätzlich nicht aufrecht erhalten werden. Das bedeutet, dass man immer von Filmkondensation ausgeht. Der Dampf kondensiert auf der Kondensatfilmoberfläche, wobei die Verdampfungsenthalpie frei wird. Es entsteht ein Wärmefluss durch den Kondensatfilm hin zur Innenoberfläche der Rohrwand. Die Temperaturdifferenz (und damit der thermische Widerstand respektive Leitwert) ergibt sich durch diese Wärmeleitung im Kondensatfilm. Je größer die Wärmeleitfähigkeit des Kondensats, desto geringer die Temperaturdifferenz. Die Filmdicke ist maßgeblich durch die übertragene Leistung bestimmt. Je größer die übertragene Leistung, desto größer auch die Filmdicke und dementsprechend geringer der thermische Leitwert (vgl. Abbildung 6.3). Viskosität und Verdampfungsenthalpie selbst beeinflussen bei konstanter Leistung die Dicke

des Kondensatfilms geringfügig, was sich mit deren geringem Einfluss auf den thermischen Leitwert des Wärmerohrs nach Abbildung 6.6 darstellt.

Wie genannt hat aufgrund der spezifischen Geometrie von Wärmerohren für Kollektoren die geringe Kondensationsoberfläche starken negativen Einfluss auf den thermischen Leitwert. Eine Vergrößerung der Innenoberfläche des Kondensators ist demnach ein offensichtlicher Optimierungsansatz und kann zu einer Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit des Wärmerohrs führen. Abbildung 6.7 zeigt für das Standard-Wärmerohr auf, welche Verbesserung des Leitwerts des Wärmerohrs bei Vergrößerung des Kondensators zu erwarten sein kann. Die Vergrößerung der Kondensatorinnenoberfläche ist normiert dargestellt.

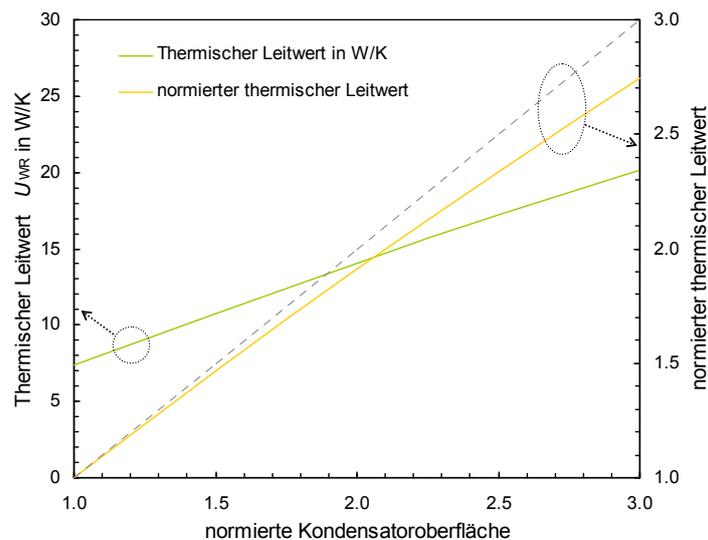


Abbildung 6.7: Einfluss der Größe der Kondensatoroberfläche auf den thermischen Leitwert von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren (mit im Gegensatz zum Verdampfer kleinem Kondensator)

Es stellt sich wie zu erwarten dar, dass die Oberflächenvergrößerung fast 1:1 in die Verbesserung des thermischen Leitwerts eingeht. Dies gilt allerdings nur für die spezifische Geometrie der Wärmerohre für Kollektoren mit dem genannten großen Verhältnis von Verdampfer- zu Kondensatorinnenoberfläche. Neben der Vergrößerung der gesamten Kondensatorgeometrie könnte auch eine Innenberippung positiven Einfluss auf den thermischen Leitwert des Wärmerohrs haben⁵.

Damit sind die wesentlichen Einflussfaktoren auf den Kondensationsvorgang erläutert worden. Es wurde aufgezeigt, dass die Wärmeleitung in der Rohrwand eine untergeordnete Rolle spielt. Da sich allerdings die Frage nach Wärmerohren mit z. B. Edelstahl als Hüllrohrmaterial mit einer weitaus geringeren Wärmeleitfähigkeit stellen kann, wird dieser Aspekt ebenfalls kurz erörtert. Dazu wurde für das definierte Standard-Wärmerohr die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand (Wandstärke 1 mm) vom Ausgangswert von 330 W/mK für handelsübliches Kupfer auf bis zu 1 W/mK gesenkt. Abbildung 6.8 zeigt die Ergebnisse auf.

⁵ Hierbei sind makroskopische Strukturen, an denen der Dampf kondensieren sowie das Kondensat abfließen kann, gemeint. Vielfach innerhalb anderer Anwendungsfelder eingesetzte Wärmerohre mit sehr kleinen Axialrippen verfolgen eher das Ziel einer Kondensatrückführung durch Kapillarkräfte.

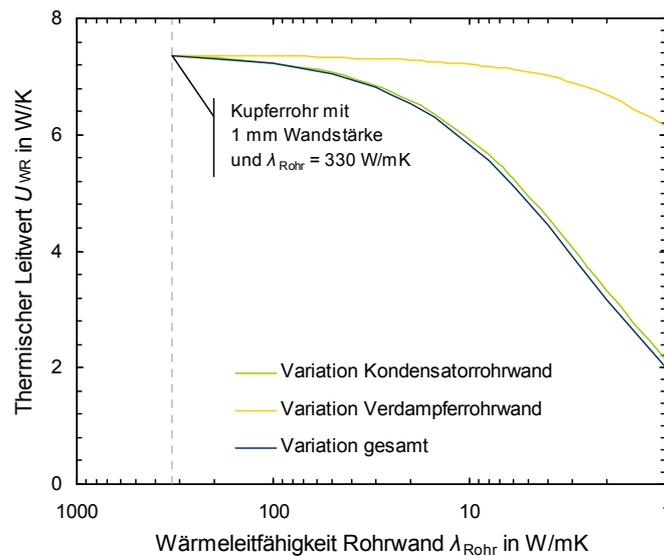


Abbildung 6.8: Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand auf den thermischen Leitwert von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren

Wie zu vermuten hat die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand im Bereich des Verdampfers im Prinzip keinen Einfluss. Für den Kondensatorbereich stellt sich dar, dass der thermische Leitwert des Wärmerohrs von ca. 7,4 W/K auf 6,5 W/K bei einer Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand von 20 W/mK fällt. Dies entspricht ungefähr der Wärmeleitfähigkeit von Edelstahl. Es sei zu bemerken, dass dies nur für den Fall einer über der Kondensatoroberfläche konstanten Wärmeabnahme und damit einem grundsätzlich radial ausgerichteten Wärmestrom gilt. Wird die Wärme nur z. B. auf einer Seite des Kondensators abgenommen, wird der Einfluss einer geringeren Wärmeleitfähigkeit größer sein. Grundsätzlich ist die Verwendung von Edelstahl also für den Fall flächig konstanter Wärmeabnahme unproblematisch, da zusätzlich eine Verringerung der Rohrwandstärke im Gegensatz zu Kupfer möglich sein wird.

Damit sind folgende Aspekte bzgl. Analyse des thermischen Leitwerts von Wärmerohren aufgedeckt worden, die hier noch einmal zusammenfassend dargestellt werden sollen:

- Der Kondensationswärmeübergang ist die begrenzende Größe bzgl. des thermischen Leitwerts von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren mit spezifisch kleinen Kondensatoren.
- Die Art des Arbeitsmediums hat wesentlichen Einfluss auf den Kondensationswärmeübergang von Wärmerohren, wobei die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase des Arbeitsmediums ausschlaggebend ist.
- Bei großen Verhältnissen von Verdampfer- zu Kondensatoroberfläche ist die Innenoberfläche des Kondensators ebenfalls ausschlaggebend für den Kondensationswärmeübergang und damit den thermischen Leitwert des Wärmerohrs.
- Verdampfungswärmeübergang und Rohrwandmaterial spielen eine untergeordnete Rolle.
- Damit hat auch die Menge an Arbeitsmedium bzw. der Füllgrad des Wärmerohrs keinen signifikanten Einfluss auf den thermischen Leitwert des Wärmerohrs. Wobei es bei sehr hoch befüllten Gravitationswärmerohren zu dem Problem kommen kann, dass durch Blasenverdampfung im Sumpf Kondensat direkt in den Kondensator befördert wird, was zu instationärem Betriebsverhalten und auch Fehlfunktion führen kann.

6.3 Modellierung und Analyse der Leistungsübertragungsgrenzen von Gravitationswärmerohren

Zur vollständigen Abbildung der Wärmetransporteigenschaften von Gravitationswärmerohren gilt es neben dem Wärmetransportverhalten innerhalb des Betriebsbereichs zusätzlich die den Betriebsbereich einschränkende Leistungsübertragungsgrenzen zu betrachten. In Abschnitt 1.1.1 ist bereits erwähnt worden, dass in der Fachliteratur folgende vier Leistungsübertragungsgrenzen für Gravitationswärmerohre genannt werden (vgl. Abbildung 1.2):

- Viskositätsgrenze
- Schallgeschwindigkeitsgrenze
- Wechselwirkungsgrenze
- Austrocknungsgrenze

In Abschnitt 4.1.3 ist aufgezeigt worden, dass für Gravitationswärmerohre in Kollektoren nur die Wechselwirkungs- als auch die Austrocknungsgrenze relevant sind. Der Vollständigkeit halber wird hier trotzdem kurz auf alle vier Leistungsübertragungsgrenzen eingegangen.

Viskositätsgrenze

Betriebsbedingungen knapp oberhalb der Schmelztemperatur des Arbeitsfluids erreichen nur einen geringen Wärmestrom, da die maximal übertragbare Nutzleistung von der Viskositätsgrenze eingegrenzt wird. Grund hierfür ist der geringe Dampfdruck bei niedrigen Temperaturniveaus und die dadurch herrschende Dominanz viskoser Kräfte in der Dampfströmung, die einen Druckabfall auf dem Weg vom Verdampfer- zum Kondensatorbereich erzeugen. Um ein Erliegen der Strömung zu verhindern, darf die Druckdifferenz nicht größer als der Absolutdruck im Wärmerohr werden. Der Grenzfall ist somit erreicht, wenn der im Kondensator herrschende Druck null ergibt und keine weitere Wärme mehr übertragen wird. Es wird daher auch von der Dampfdruckgrenze gesprochen. [Faghri 1995] leitet eine Beschreibung unter Annahme vernachlässigbarer Trägheitskräfte und Berücksichtigung der axialen Verteilung der Wärmestromdichte, wobei sich folgende Berechnung der Viskositätsgrenze ergibt:

$$\dot{Q}_{\max, \text{vis}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{WR}}^2 \cdot \frac{d_{\text{WR}}^2}{64 \cdot l_{\text{eff}}} \cdot \frac{\rho_g \cdot p_{\text{Verd}} \cdot \Delta h}{\eta_g} \quad (6.1)$$

Alle Stoffdaten sind bei Verdampfertemperatur zu entnehmen. Für d_{WR} kann in guter Näherung der Innendurchmesser des Verdampfers d_{Verd} verwendet werden. Ist die radiale Wärmestromdichte in Verdampfer und Kondensator über deren Länge jeweils konstant, wovon in den meisten Fällen ausgegangen werden kann, ergibt sich die effektive Länge l_{eff} mit

$$l_{\text{eff}} = \frac{1}{2} \cdot l_{\text{Kond}} + l_{\text{Trans}} + \frac{1}{2} \cdot l_{\text{Verd}} \quad (6.2)$$

Schallgeschwindigkeitsgrenze

Verdampfer und Kondensator eines Wärmerohrs können als Strömungskanal eines Dampfes mit Massenstromzu- bzw. -abnahme interpretiert werden. Die Dampfgeschwindigkeit nimmt somit entlang des Strömungswegs bis zum Verdampferende bzw. zum Beginn der Transportzone zu und ab dem Eintritt in den Kondensator wieder ab. Dieses Verhalten entspricht

dem einer Strömung konstanten Massenstroms durch eine Geometrie mit Querschnittsverengung und anschließender Querschnittserweiterung. Entsprechend den Gesetzen der Gasdynamik kann im engsten Querschnitt maximal $Ma = 1$ erreicht werden, wodurch auch der größtmögliche Massendurchsatz begrenzt und somit die Leistungsgrenze definiert ist. Zur theoretischen Beschreibung der Schallgeschwindigkeitsgrenze konnten in der Literatur zwei verschiedene Ansätze gefunden werden. [Faghri 1995] beschreibt eine Theorie analog zur Herleitung der Viskositätsgrenze unter Annahme dominierender Trägheitskräfte. Es wird folgende Beziehung angegeben, wobei wieder Stoffdaten bei Verdampfer Temperatur anzusetzen sind.

$$\dot{Q}_{\max, \text{schall}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{WR}}^2 \cdot \Delta h \cdot 0,474 \cdot \sqrt{\rho_g \cdot p_{\text{Verd}}} \quad (6.3)$$

[Reay 2006] stellen hingegen eine Betrachtung auf Grundlage der Gasdynamik dar. Der Ansatz führt zu einer andersartigen mathematischen Beschreibung, liefert aber im Endeffekt ähnliche Ergebnisse, so dass dieser nicht dargestellt wird.

Wechselwirkungsgrenze

In Abschnitt 4.1.3 wurde bereits auf die Wechselwirkungsgrenze eingegangen. Kurz umrissen stellt sich folgender Zusammenhang dar: An der Grenzfläche der entgegengesetzt strömenden Phasen wirken Scherkräfte, die bei einer Steigerung des Massenstroms auf Grund der Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit wachsen. Am Flüssigkeitsfilm kann es zur Wellenbildung und zum Mitreißen von Tröpfchen kommen. Durch die Behinderung des Kondensatrückflusses ist eine Austrocknung des Verdampfers und somit die Einschränkung der Wärmetransportfähigkeit möglich. Die theoretische Modellierung der Wechselwirkungsgrenze wird im Folgenden in Abschnitt 6.3.1 erläutert.

Austrocknungsgrenze

In Abschnitt 4.1.3 wurde auf die Austrocknungsgrenze ebenfalls eingegangen. Folgendes Wirkprinzip führt zu der Leistungsbegrenzung: Die Austrocknungsgrenze ist erreicht, wenn das gesamte Arbeitsmedium am Wärmerohrprozess teilnimmt. Damit ist der Sumpf unten im Verdampfer aufgebraucht und folgend fließt der Kondensatfilm nicht mehr bis zum unteren Ende des Wärmerohrs. Durch damit teilweise Austrocknung des Verdampfers wird die Wärmetransportfähigkeit eingeschränkt. Die Darstellung der theoretischen Modellierung folgt in Abschnitt 6.3.2.

6.3.1 Modellierung und Analyse der Wechselwirkungsgrenze

Eine analytische Beschreibung der Wechselwirkungsgrenze stand bereits im letzten Drittel des vorigen Jahrhunderts im Blickpunkt zahlreicher Forschergruppen. Grundlegende Ansätze wurden 1969 von Wallis, der ein Gleichgewicht von hydrostatischen und Trägheitskräften annahm, und 1972 von Kutateladze, der ein Kräftegleichgewicht von Trägheit, Auftrieb und Oberflächenspannung voraussetzte, entwickelt. Es folgten jeweils Erweiterungen dieser Theorien von Sakhuja (1973) und Bezrodny (1978) bis Tien und Chung 1978 beide Ansätze zusammenführten. In [Faghri 1995] und [Nguyen-Chi 1981] ist der Ansatz von Wallis aufgeführt, wobei für einen benötigten empirischen Stoffparameter nur Werte nach Wallis für

ein Luft-Wasser-Gegenstrom genannt und sehr allgemeine Hinweise für andere Stoffpaarungen gegeben werden⁶. [Riffat 2002] erweitert den Ansatz von Wallis, der sonst nur für vertikale Wärmerohre angegeben ist, und gibt zusätzlich eine Neigungswinkelabhängigkeit mit an. Neben zahlreichen Veröffentlichungen bzgl. der weiteren Ansätze ist in [Reay 2006] eine Übersicht einiger Berechnungsvorschriften zusammengestellt. Für den Ansatz von Kutateladze geben [Bezrodny 1994], [Nguyen-Chi 1981] und [Faghri 1995] wieder empirische ermittelte Korrelationsparameter an, wobei in [Faghri 1995] zusätzlich eine Winkelabhängigkeit mit berücksichtigt wird. Der zusammenführende Ansatz von Tien und Chung ist ebenfalls u. a. in [Faghri 1995] beschrieben. Die Fachliteratur zeigt bis heute allerdings keine allgemeingültige Lösung. Alle verfügbaren Formulierungen beziehen sich auf die untersuchten Spezialfälle und zeigen dementsprechend bei davon abweichenden Bauformen keine hinreichend genaue Übereinstimmung.

Es sind zunächst die genannten Ansätze mit den am ISFH experimentell ermittelten Wechselwirkungsgrenzen von Wärmerohren für Kollektoren verglichen worden. Es hat sich gezeigt, dass der Ansatz von Wallis die beste Übereinstimmung mit den Messdaten liefert. Nach [Faghri 1995] lautet die Berechnungsvorschrift für die Wechselwirkungsgrenze

$$\dot{Q}_{\text{WW}} = \Delta h \cdot A_{\text{quer, Verd}} \cdot C_{\text{W}}^2 \cdot f_{\varphi} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot d_{\text{Verd}} \cdot \rho_{\text{g}} \cdot (\rho_{\text{f}} - \rho_{\text{g}})}}{\left(1 + (\rho_{\text{g}} / \rho_{\text{f}})^{1/4}\right)^2} \quad (6.4)$$

mit der Erweiterung um den Faktor

$$f_{\varphi} = \left(\frac{\varphi}{180^\circ} + \sqrt{\sin 2\varphi} \right)^{0,65} \quad (6.5)$$

zur Berücksichtigung der Neigungswinkelabhängigkeit nach [Riffat 2002]. Die Wechselwirkung tritt im Bereich der größten Dampfgeschwindigkeiten und damit in der Transportzone auf. Der Dampf in der Transportzone besitzt ungefähr die Temperatur des Verdampfers, was sich aus dem aus Abschnitt 6.1 bekannten großen Verhältnis von $U_{\text{Verd}}/U_{\text{Kond}}$ ableiten lässt. Damit können als gute Näherung zur Berechnung der Wechselwirkungsgrenze Stoffwerte entsprechend der Dampfdruckkurve bei Verdampfer Temperatur verwendet werden.

Zur Validierung des Modells wurden Messergebnisse der Wechselwirkungsgrenzen von mehreren Wärmerohren herangezogen. So wurden marktübliche Wärmerohre als auch am ISFH gefertigte Wärmerohr-Prototypen vermessen. Es stellt sich dar, dass der empirische Stoffparameter C_{W} nach Gleichung (6.4) jeweils für das Arbeitsmedium experimentell ermittelt werden muss. Die Gültigkeit des Modells scheint grundsätzlich gegeben, da für $C_{\text{W}} = 1$ die Abweichung von Modell zu den Messergebnissen organischer Arbeitsmedien unter 20% und nur für Wasser bis zu 50% liegt. Die für die hier untersuchten Arbeitsmedien ermittelten Stoffparameter sind in Tabelle 6.2 gelistet.

⁶ Es handelt sich um den empirisch zu bestimmenden Stoffparameter C_{W} entsprechend Gleichung (6.4). Es werden für ein Luft-Wasser Gegenstrom Werte von $0,7 \leq C_{\text{W}} \leq 1,0$ angegeben und genannt, dass für andere Stoffpaarungen der Wert auch $C_{\text{W}} \geq 1$ sein kann.

Tabelle 6.2: Ermittelte empirische Stoffparameter C_W für verschiedene Arbeitsmedien

Arbeitsmedium	Wasser	Hexan	Pentan	Aceton
Stoffparameter C_W	1,195	1,034	1,082	1,010

Es sind also Wasser, Hexan, Pentan und Aceton als Arbeitsmedien untersucht worden. Zusätzlich ist eine Variation des Neigungswinkels mit herangezogen worden. Die Innendurchmesser der Verdampfer der Wärmerohre variieren zwischen 6 und 9 mm. Tabelle 6.3 listet die Eigenschaften der vermessenen Wärmerohre auf.

Tabelle 6.3: Geometrische Abmaße und Arbeitsmedium der zur Validierung des Modells der Wechselwirkungsgrenze herangezogenen Wärmerohre

Prüfling	l_{Kond} in mm	$d_{\text{a,Kond}}$ in mm	$d_{\text{i,Kond}}$ in mm	l_{Verd} in mm	$d_{\text{a,Verd}}$ in mm	$d_{\text{i,Verd}}$ in mm	Rohr- material	Medium	Masse in g
WR-P-04	80	8	6	1675	8	6	Kupfer	Pentan	3,8 g
WR-P-06	80	8	6	1675	8	6	Kupfer	Aceton	2,2 g
WR-M-02	65	22	19	1745	8	6	Kupfer	Wasser	1,9 g
WR-M-05	53	22	20	1940	10	9	Kupfer	Hexan	~ 4 g

Für den marktüblichen Wärmerohrtyp WR-M-02 mit Wasser als Arbeitsmedium sind mehrere Wärmerohre einer Charge bei einem Neigungswinkel von 45° auf ihre Wechselwirkungsgrenze hin untersucht worden. Abbildung 6.9 zeigt auf, dass es eine gewisse Varianz zwischen den Wärmerohren gibt; die maximale Differenz der Ergebnisse für eine bestimmte Verdampfertemperatur liegt bei unter 10%. Für alle anderen Wärmerohrtypen wurde jeweils ein Wärmerohr vermessen. Abbildung 6.9 stellt die Messergebnisse im Vergleich zu den Modellberechnungen dar. (Die Wechselwirkungsgrenzen der Wärmerohre mit organischen Medien können nicht direkt miteinander verglichen werden, da unterschiedliche Verdampferdurchmesser vorliegen.)

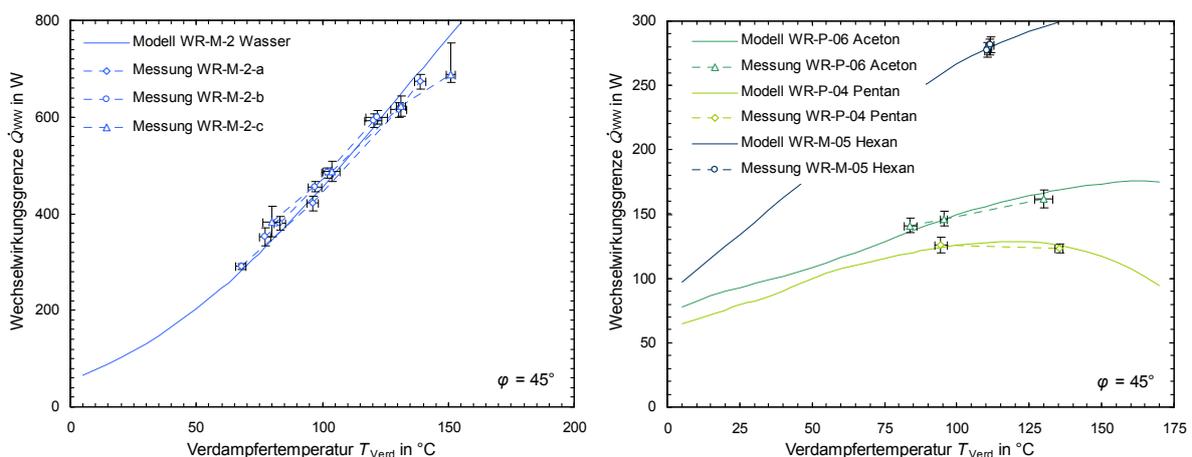


Abbildung 6.9: Vergleich des Modells mit gemessenen Wechselwirkungsgrenzen von marktüblichen Wärmerohren und Wärmerohr-Prototypen für Wasser als Arbeitsmedium (links) sowie organischen Arbeitsmedien (rechts) bei einem Wärmerohrneigungswinkel von 45°

Es stellt sich dar, dass die maximale Abweichung von Modell zu den Messungen bei Wasser als Arbeitsmedium bei ca. 11% und bei organischen Stoffen als Arbeitsmedien bei ca. 3% liegt. Für Wasser ist die größere Abweichung durch die Varianz der Einzelwärmerohre begründet. Grundsätzlich ist eine relativ kleine Abweichung zu erwarten, da das Modell mittels der Korrelation des empirischen Stoffparameters C_W an die Messdaten angepasst worden ist.

Aus Abbildung 4.13 ist die Winkelabhängigkeit eines Gravitationswärmerohrs mit Wasser als Arbeitsmedium bekannt. Diese Daten sind in Abbildung 6.10 vergleichend mit dem beschriebenen Modell dargestellt. Es sind nur Neigungswinkel bis 45° aufgezeigt. Für größere Winkel ist die Differenz von Modell zu Messergebnissen sehr groß, was bedeutet, dass das Modell keine Gültigkeit für Winkel größer 45° besitzt. Hier könnte eine empirische Anpassung des Winkelfaktors f_φ aus Gleichung (6.5) Abhilfe schaffen. Dies wurde nicht durchgeführt, da entsprechend Abbildung 4.13 insbesondere für kleinere Winkel als 45° die Wechselwirkungsgrenze stark abfällt und damit ein Modell mit Gültigkeit für Winkel kleiner 45° für eine Auslegung von Gravitationswärmerohren für Kollektoren zunächst ausreichend erscheint.

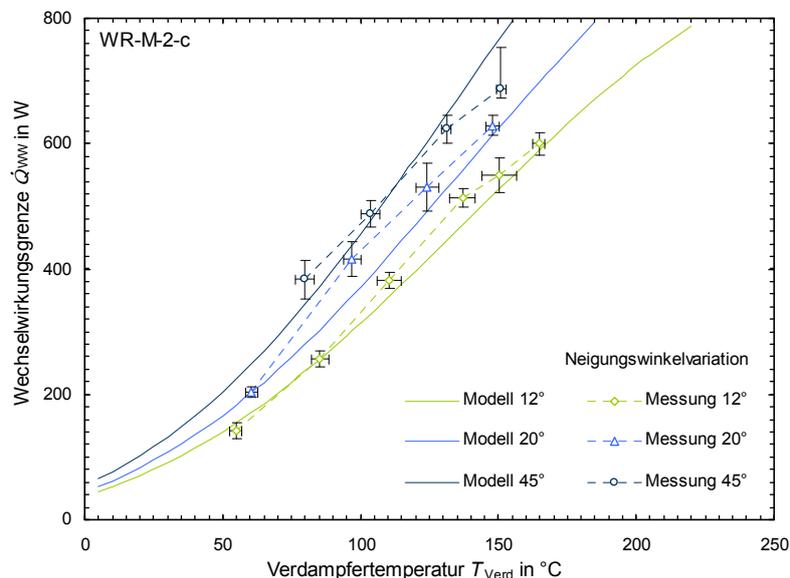


Abbildung 6.10: Vergleich des Modells mit gemessenen Wechselwirkungsgrenzen von einem marktüblichen Wärmerohr mit Wasser als Arbeitsmedium mit Variation des Wärmerohrneigungswinkels $\varphi \leq 45^\circ$

Grundsätzlich wird die Tendenz der geringeren Wechselwirkungsgrenze für geringere Neigungswinkel als 45° mit dem Modell gut abgebildet. Für alle drei betrachteten Winkel liegt die maximale Abweichung bei ca. 11%. Damit ist das Modell zur Auslegung von Gravitationswärmerohren für Kollektoren auch für geringere Winkel als 45° geeignet. Allerdings ist zu bemerken, dass das Modell bzgl. Winkelabhängigkeit nur für Wasser als Arbeitsmedium validiert ist. Die Auslegung von Wärmerohren mit anderen Arbeitsmedien für kleine Winkel zur Horizontalen ist aus diesem Grund mit einer größeren Unsicherheit belastet.

Grundsätzlich ist damit die Möglichkeit der Berechnung der Wechselwirkungsgrenze für

Gravitationswärmerohre für Kollektoren aufgezeigt worden. Es wird davon ausgegangen, dass das Modell für folgende Betriebsbedingungen und Wärmerohreigenschaften eine Vorhersage der Leistungsbegrenzung durch Wechselwirkung zulässt⁷:

- Neigungswinkel $\varphi \leq 45^\circ$ (mit größerer Unsicherheit für andere Arbeitsmedien als Wasser, da nicht validiert)
- Verdampferdurchmesser von 4 bis 12 mm (Der Kondensatordurchmesser spielt keine Rolle.)
- Arbeitsmedien Wasser, Hexan, Pentan und Aceton (Für weitere Arbeitsmedien muss jeweils der Stoffparameter C_W empirisch ermittelt werden.)
- Die Berechnung der Wechselwirkungsgrenze für übertragene Leistungen kleiner 50 W ist nicht validiert und somit mit größerer Unsicherheit zu betrachten.
- Die Wechselwirkungsgrenze besitzt nach der Modellberechnung bezogen auf die Verdampferemperatur ein Leistungsmaximum. Das Modell ist für vom Leistungsmaximum aus gesehen kleinere Verdampfertemperaturen validiert.

Nach Validierung des Modells soll nun aufgezeigt werden, welche Einflussgrößen relevant für die Wechselwirkungsgrenze und damit das Wärmetransportvermögen von Gravitationswärmerohren sind. Für die folgenden Betrachtungen wird wieder ein exemplarisches Wärmerohr als Ausgangspunkt definiert. Das Wärmerohr besitzt eine Verdampferlänge von 1,7 m, einen Verdampferinnendurchmesser von 8 mm, eine Kondensatorlänge von 50 mm, einen Kondensatorinnendurchmesser von 20 mm und eine Masse von 4 g Arbeitsmedium. Als Betriebsbedingungen wird ein Neigungswinkel von 45° definiert. Abbildung 6.11 stellt exemplarische Parametervariationen dar.

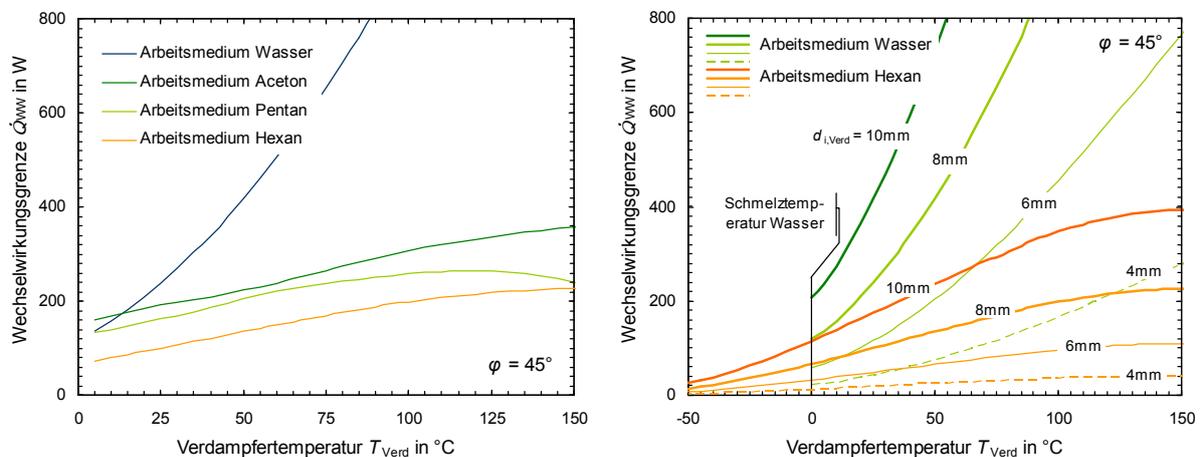


Abbildung 6.11: Berechneter Einfluss des Arbeitsmediums (links) sowie des Verdampferinnendurchmessers (rechts) auf die Wechselwirkungsgrenze

⁷ Die Berechnung der Wechselwirkungsgrenze nach Gleichung (6.4) wird bezogen auf die Verdampferemperatur durchgeführt. Für eine Auslegung der Wechselwirkungsgrenze von Wärmerohren für Kollektoren kann der Bezug zur Kondensatortemperatur sinnvoll sein. Eine Umrechnung von Verdampfer- auf Kondensatortemperatur kann durch Abschätzung des thermischen Leitwerts nach Kapitel 6.1 erfolgen.

Bei Verwendung von Wasser als Arbeitsmedium wird die Wechselwirkungsgrenze erst bei weitaus höheren Leistungen erreicht als bei organischen Arbeitsmedien. So liegt bei einer Verdampfer Temperatur von 50°C die Wechselwirkungsgrenze für Aceton um den Faktor 1,6 höher und für Wasser um den Faktor 3,1 höher im Vergleich zur Wechselwirkungsgrenze von Hexan als Arbeitsmedium. Ausschlaggebend für die hohe Wechselwirkungsgrenze von Wärmerohren mit Wasser ist die im Vergleich sehr hohe Verdampfungsenthalpie, was zu geringeren Dampfströmungsgeschwindigkeiten führt.

Abbildung 6.11 (links) zeigt auf, dass neben der Wahl des Arbeitsmediums der Verdampferinnendurchmesser ebenfalls wesentlichen Einfluss auf die Wechselwirkung hat. Dies ist ebenfalls mit dem Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit zu begründen. So kann ein Wärmerohr mit Wasser als Arbeitsmedium bei einer Vergrößerung des Durchmessers von 4 mm auf 8 mm eine um den Faktor 5,6 höhere Leistung übertragen.

Der Innendurchmesser des Verdampfers hat wie in Abschnitt 6.2 genannt keinen Einfluss auf den thermischen Leitwert der Wärmerohre. Damit ist bzgl. Auslegung des Verdampferdurchmessers nur die Wechselwirkungsgrenze zu beachten; der Durchmesser kann unter alleiniger Berücksichtigung der Wechselwirkung minimiert werden. Die Füllhöhe bzw. Masse an Arbeitsmedium hat keinen Einfluss auf die Wechselwirkungsgrenze, da diese in der Transportzone wirkt, in der grundsätzlich kein Sumpf vorhanden ist.

6.3.2 Modellierung und Analyse der Austrocknungsgrenze

Es sind mehrere Ansätze zur Berechnung der Austrocknungsgrenze von Gravitationswärmerohren aus der Literatur bekannt. Mehrere Literaturquellen empfehlen zur Beschreibung des Austrocknungsvorgangs ein Modell von Shiraishi, welches auch als erweitertes Cohen und Bayley Modell bezeichnet wird ([Faghri 1995], [Park 2002]). Laut [Faghri 1995] konnte das Modell für kleine Füllgrade experimentell bestätigt werden. In [Bage 1989] wird eine ähnliche Gleichung aufgeführt und ebenfalls als Modell nach Shiraishi bezeichnet, wobei diese fehlerhaft beschrieben ist. Ein anderes Modell, begründet durch Zhuang, wird in [Riffat 2002] dargestellt. Diese Formulierung weist als einzige eine direkte Einbeziehung der Füllmasse des Arbeitsmediums auf. Ein drittes Modell nach Rösler ist in [Rösler 1987] und [Golobic 1993] zu finden. Hier wird eine Gültigkeit des Modells für geringe bis mittlere Füllgrade angegeben. Es existieren einige weitere Modelle, die allerdings nur für Wärmerohre mit mittleren bis hohen Füllgraden geeignet sind.

Die genannten Modelle wurden mit den am ISFH experimentell ermittelten Austrocknungsgrenzen verglichen. Es hat sich gezeigt, dass keins der Modelle die Messergebnisse ausreichend genau abbildet. Die Berechnungsvorschriften nach Zhuang und Rösler ergeben zu hohe Werte. Hier wird selbst die einfach nach Gleichung (1.1) zu berechnende maximale Abschalttemperatur mit einem Dampfgehalt gleich eins nicht richtig ermittelt. Es wird davon ausgegangen, dass diese Modelle damit nur für Wärmerohre mit Füllgraden geeignet sind, die bis hin zur kritischen Temperatur des Arbeitsmediums nie den Dampfgehalt von eins erreichen. Das Modell nach Shiraishi bildet die Abschalttemperatur richtig ab, liefert jedoch weitaus zu geringe Werte für die Austrocknungsgrenze. Es besteht die Vermutung, dass dieses Modell nicht geeignet ist, die Austrocknungsgrenze von Wärmerohren für Kollektoren mit ihrer spezifischen Geometrie – aufgrund des kleinen Kondensators – abzubilden. Aus diesem Grund wurde ein neues Modell zur Berechnung der Austrocknungsgrenze entwickelt, was im Folgenden beschrieben wird.

Neues Modell zur Berechnung der Austrocknungsgrenze für Gravitationswärmerohre in Kollektoren

Grundlegender Ansatz ist die analytische Ermittlung der Massenverteilung im Wärmerohr zu Beginn der Austrocknung. Zusätzlich ist die Benetzung der Rohrwand durch den Kondensatfilm im Wärmerohr zu ermitteln, da diese maßgeblich die Massenverteilung beeinflusst. Damit stützt sich die im Folgenden erläuterte Modellbildung im Wesentlichen auf

- die Verteilung der Massen von Kondensat und Dampf im Wärmerohr,
- die Massenstromverteilung bei Beginn der Austrocknung (im stationären Zustand),
- die Bestimmung einer mittleren Filmdicke der Flüssigkeit durch die Nusselt'sche Wasserhauttheorie
- und die Wahl von Faktoren zur Beschreibung der Benetzung der Oberfläche durch das Kondensat.

Den Ausgangspunkt der Betrachtung bildet eine Massenbilanz über den gesamten Inhalt des Wärmerohrs. Die Massenbilanz kann unter Berücksichtigung der Dichte von Dampf und Kondensat mit im Wärmerohr axial veränderlichem Dampf- und Kondensatquerschnitt betrachtet werden. Die Nusselt'sche Wasserhauttheorie liefert die Beschreibung der Filmdicke des Kondensatfilms bei laminarer Strömung und kann auch für Verdampfung angewendet werden. Hier wird der Massenstrom des Kondensats als Eingangsparameter benötigt. Die axiale Massenstromverteilung ist nach [Faghri 1995] bekannt. Diese ist innerhalb der Transportzone nach Abbildung 6.12 bei bekanntem übertragenen Wärmestrom einfach zu ermitteln und fällt linear im Bereich des Kondensators und des Verdampfers auf den Wert null an den Wärmerohrenden.

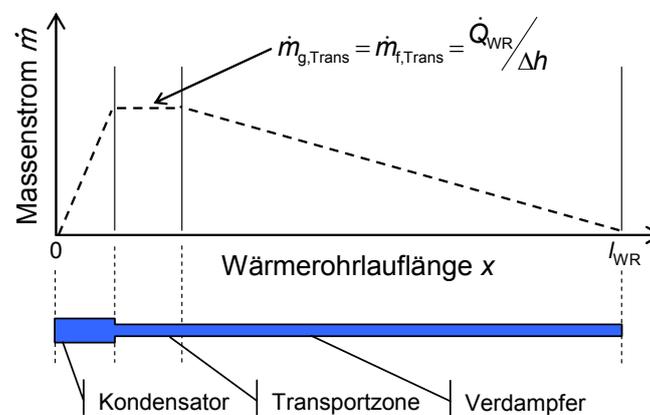


Abbildung 6.12: Axiale Massenstromverteilung von Dampfphase und Kondensat in Gravitationswärmerohren bei axial gleichmäßigem Wärmeeintrag am Verdampfer und Wärmeabnahme am Kondensator

Dabei wird davon ausgegangen, dass die Wärmezu- und -abfuhr über der Länge des Verdampfers und Kondensators mit jeweils konstanter Wärmestromdichte erfolgt und vollständig an den axial transportierten Massenstrom übertragen wird. Durch die Kombination der Massenstromverteilung und der Wasserhauttheorie mit der Massenbilanz kann eine Beziehung von übertragener Leistung und Masse an Arbeitsmedium zu Beginn der Austrocknung hergestellt werden. Auf die Darstellung der Herleitung wird verzichtet. Die sich ergebende Berechnungsvorschrift der Austrocknungsgrenze besitzt die Form nach Gleichung

(6.6), wobei als Temperatur zur Berechnung der Stoffparameter die Verdampferemperatur gewählt werden sollte. Da $l_{\text{Verd}} \gg l_{\text{Trans}}; l_{\text{Kond}}$, ist der Einfluss der Terme für Transportzone und Kondensator auf die Gesamtmasse gering, womit diese Vereinfachung zulässig ist.

$$\dot{Q}_{\text{AT}} = \Delta h \cdot \frac{\rho_f \cdot g}{3 \cdot \eta_f \cdot (\rho_f - \rho_g)^2} \cdot \left[\frac{m - \rho_g \cdot \frac{\pi}{4} (d_{\text{Verd},i}^2 \cdot l_{\text{Verd}} + d_{\text{Trans},i}^2 \cdot l_{\text{Trans}} + d_{\text{Kond},i}^2 \cdot l_{\text{Kond}})}{z_{\text{Verd}}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{3}{4} l_{\text{Verd}} + z_{\text{Trans}}^{\frac{2}{3}} \cdot l_{\text{Trans}} + z_{\text{Kond}}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{3}{4} l_{\text{Kond}}} \right]^3 \quad (6.6)$$

Gleichung (6.6) gilt entsprechend der Nusselt'schen Wasserhauttheorie nur für vertikal aufgestellte Wärmerohre. Zur Berücksichtigung der Neigung wird die Erdbeschleunigung g laut [Baehr 2004] durch $g \cdot \sin \varphi$ ersetzt, wobei φ die Auslenkung der Rohrachse aus der Horizontalen beschreibt. In Gleichung (6.6) ist ebenfalls die Filmbreite z zu berücksichtigen. Diese wurde innerhalb der Herleitung als für jeden Teilabschnitt des Wärmerohrs (Verdampfer, Transportzone und Kondensator) konstant angenommen. Die Filmbreite ist zunächst unbekannt und abhängig von der Benetzung der Rohrrinnenwand durch den Kondensatfilm. Aus diesem Grund wird ein Benetzungsfaktor F_B eingeführt, der für alle drei Wärmerohrabschnitte zu bestimmen ist und nach

$$z_i = d_{i,i} \cdot \pi \cdot F_{B,i} \quad \text{mit} \quad 0 < F_{B,i} < 1 \quad (6.7)$$

nicht größer eins sein kann. Im Kondensator findet die Wärmeabfuhr über den gesamten Umfang statt. Es ist deshalb davon auszugehen, dass an jeder Stelle Kondensation auftritt. Damit kann in guter Näherung von einer vollständigen Benetzung der Kondensatorwand ausgegangen werden. Somit ist $F_{B,\text{Kond}} = 1$. In der nach außen hin adiabaten Transportzone findet weder Kondensation noch Verdampfung statt. Ein Zuwachs oder eine Abnahme der Filmdicke ist somit auszuschließen. Allerdings findet – ebenfalls durch die Schwerkraft bedingt – eine Abnahme der benetzten Fläche statt. Da am Eintritt und Austritt der Transportzone die gleiche Benetzung wie in den angrenzenden Gebieten vorliegen muss, wird das arithmetische Mittel dieser Werte gewählt – $F_{B,\text{Trans}} = \frac{1}{2} (2 \cdot F_{B,\text{Verd}} + F_{B,\text{Kond}})$. Im Verdampfer ist aufgrund des Übergangs der flüssigen zur gasförmigen Phase mit einer Abnahme der Filmdicke zu rechnen. Am unteren Verdampferende liegt keine Benetzung vor, da es sich um die Austrocknungsgrenze handelt. Der Wert am Austritt aus der Transportzone ist nicht bekannt, da die eigentliche Form des Kondensatfilms, die maßgeblich durch die Oberflächenspannung des Mediums und die Oberflächenbeschaffenheit des Hüllrohrs bestimmt wird, ebenfalls unbekannt ist. So kann der Kondensatfilm im Verdampfer Querschnittsflächen entsprechend der schematischen Darstellung in Abbildung 6.13 annehmen.

Der mittlere Benetzungsfaktor für den Verdampfer $F_{B,V}$ als alleiniger freier Parameter muss also experimentell bestimmt werden. Aufgrund der Vielzahl der am ISFH gewonnenen Messergebnisse konnte eine allgemeingültige Formulierung des Benetzungsfaktors ermittelt werden. Dabei wurden Messergebnisse von Wärmerohren mit unterschiedlichen Füllgraden, Arbeitsmedien sowie die Variation des Neigungswinkels berücksichtigt. Es handelt sich dabei um empirische Korrelationen des Benetzungsfaktors mit der Oberflächenspannung des Arbeitsmediums als auch des Neigungswinkels. Damit können also auch Austrocknungsgrenzen von neuen Gravitationswärmerohren mit noch nicht in Wärmerohren bewerteten Arbeitsmedien berechnet werden. Dies lässt die Recherche nach Arbeitsmedien zur gezielten Stagnationstemperaturbegrenzung in Kollektoren zu.

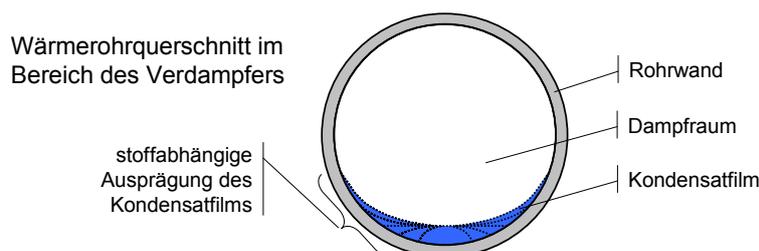


Abbildung 6.13: Querschnitt durch den Verdampferbereich eines Gravitationswärmerohrs, Schematische Darstellung der maßgeblich von der Oberflächenspannung des Arbeitsmediums beeinflussten Benetzung der Rohrwand durch den Kondensatfilm

Aufgrund der empirischen Bestimmung des Benetzungsfaktors ist zu erwarten, dass auch unter Verwendung des entwickelten funktionalen Zusammenhangs zwischen Benetzungsfaktor, Oberflächenspannung und Wärmerohrneigungswinkel sich die Messergebnisse gut abbilden lassen. Folgende Vergleiche zeigen die Übereinstimmung von neu entwickeltem Modell zu den Messungen. Dazu sind Messergebnisse von marktüblichen als auch am ISFH gefertigter Wärmerohr-Prototypen herangezogen worden. Tabelle 6.4 stellt die Prüflinge dar, deren Messergebnisse im Folgenden Verwendung finden. Es ist ersichtlich, dass es sich um Wärmerohre mit vier verschiedenen Arbeitsmedien sowie unterschiedlichen Verdampferinnendurchmessern handelt, womit eine große Bandbreite an Prüflingsvariationen vorliegt.

Tabelle 6.4: Geometrische Abmaße und Arbeitsmedium der zur Validierung des Modells der Austrocknungsgrenze herangezogenen Wärmerohre

Prüfling	l_{Kond} in mm	$d_{\text{i,Kond}}$ in mm	l_{Trans} in mm	l_{Verd} in mm	$d_{\text{a,Verd}}$ in mm	$d_{\text{i,Verd}}$ in mm	Rohr- material	Medium	Masse in g
WR-P-07	90	6	160	1575	8	6	Kupfer	Wasser	0,8 g
WR-P-08	90	8,4	160	1580	10	8,4	Aluminium	Aceton	2,2 g
WR-M-05	50	20	95	1915	10	9	Kupfer	Hexan	~ 4 g
WR-M-07	50	20	150	1860	10	9	Kupfer	Pentan	~ 4g

Abbildung 6.14 zeigt den Vergleich gemessener Austrocknungsgrenzen mit den Modellberechnungen für mehrere Arbeitsmedien bei einem Neigungswinkel von 45° . Betrachtet man die Abweichungen der Austrocknungsgrenze für jeweils eine bestimmte Verdampferemperatur, so liegen diese teilweise sehr hoch. Der vom Betrag her größte Fehler weist mit über 40% eine durchaus inakzeptable Abweichung auf, wenn man bedenkt, dass sich dieser Fehler direkt auf die übertragbare Leistung niederschlägt. Das Ziel dieser Arbeit ist jedoch nicht vordergründig auf die übertragbare Leistung, sondern vielmehr auf die Abschalttemperatur – die Stagnationstemperatur des Kollektors – gerichtet. Entscheidend ist im Diagramm also eine Übereinstimmung auf Seiten der Temperaturachse. Betrachtet man mit diesem Hintergrund das erstellte Modell im Vergleich mit den Messdaten in Abbildung 6.14 wird dessen hohe Qualität ersichtlich.

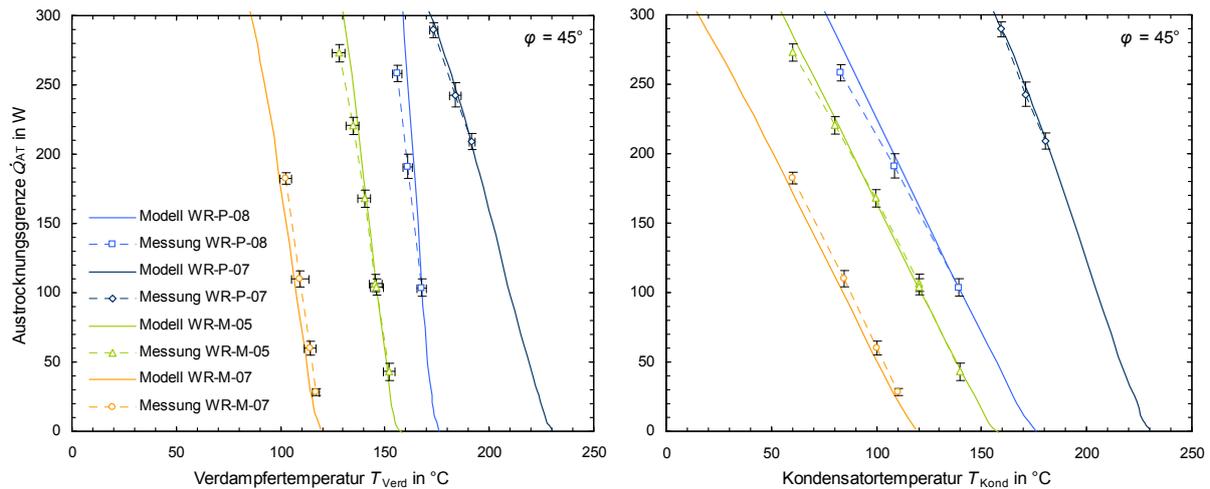


Abbildung 6.14: Vergleich des Modells mit gemessenen Austrocknungsgrenzen von marktüblichen Wärmerohren und Wärmerohr-Prototypen für mehrere Arbeitsmedien in Abhängigkeit der Verdampfer- (links) und der Kondensator- (rechts) Temperatur

Zusätzlich ist in Abbildung 6.14 (rechts) zu erkennen, dass die Austrocknungsgrenze bezogen auf die Kondensator-temperatur weitaus flacher verläuft. Dies ist durch den thermischen Leitwert des Wärmerohrs zu begründen. Für eine Leistung von null gleichen sich die Werte; für größere übertragene Leistungen nimmt die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator zu. Zur Auslegung der Austrocknungsgrenze zur Stagnationstemperaturbegrenzung in Kollektoren ist die Kondensator-temperatur maßgeblich, da die Temperatur des Solarkreises und damit des Sammlers als Wärmesenke am Kondensator begrenzt werden soll. Somit spielt der thermische Leitwert hier ebenfalls eine Rolle, was in später folgender Analyse der Austrocknungsgrenze diskutiert wird.

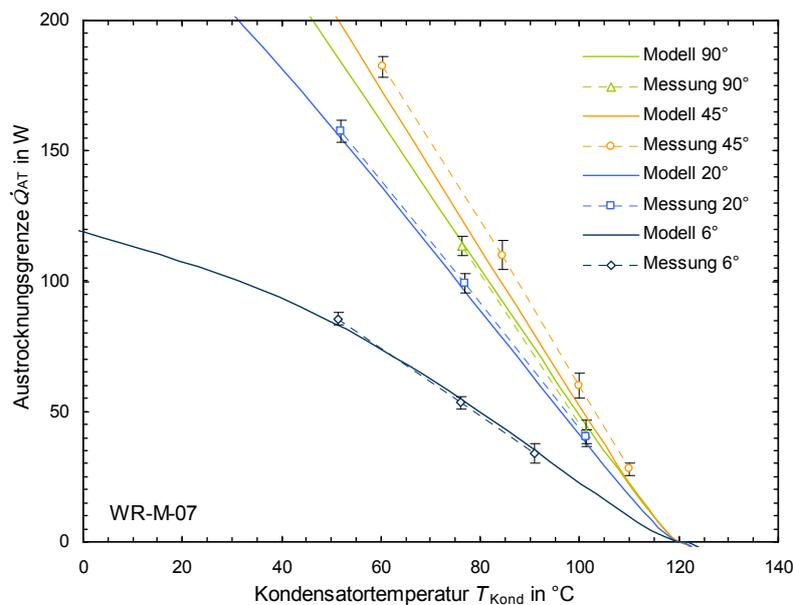


Abbildung 6.15: Vergleich des Modells mit gemessener Austrocknungsgrenze von einem Gravitationswärmerohr mit Pentan als Arbeitsmedium mit Variation des Wärmerohr-Neigungswinkels

Abbildung 6.15 stellt den Vergleich von Messergebnissen eines Wärmerohrs mit Pentan als Arbeitsmedium mit dem Modell für verschiedene Neigungswinkel dar (vgl. Abbildung 4.14). Aufgrund der Übersichtlichkeit sind die Ergebnisse für einen Neigungswinkel von 75° nicht aufgezeigt, wobei die Abweichungen in ähnlicher Größenordnung wie für andere Winkel liegen. Das Modell zeigt grundsätzlich eine gute Übereinstimmung mit der gemessenen Winkelabhängigkeit der Austrocknungsgrenze, wobei für die empirische Modellanpassung nur Messergebnisse von zwei Wärmerohren mit verschiedenen Arbeitsmedien eingeflossen sind. Die Berechnung der Neigungswinkelabhängigkeit für weitere Arbeitsmedien ist damit mit einer größeren Unsicherheit zu betrachten.

Grundsätzlich zeigt sich, dass die Austrocknung von Wärmerohren mit dem Modell mit sehr geringen Abweichungen bezogen auf das Temperaturniveau berechnet werden kann. Somit stellt das neu entwickelte Modell die Möglichkeit dar, die Austrocknungsgrenze zur Auslegung einer Stagnationstemperaturbegrenzung abzuschätzen sowie zusätzlich neue Arbeitsmedien bzgl. dieses Kriteriums zu bewerten. Folgende Punkte sind bei Anwendung des Modells zu beachten:

- Stoffeigenschaften sind entsprechend der Dampfdruckkurve für die mittlere Verdampfertemperatur anzusetzen.
- Neigungswinkel $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$
- Verdampferdurchmesser von 4 bis 12 mm (Der Kondensatordurchmesser spielt eine untergeordnete Rolle.)
- Verdampferlängen von 1 bis 3 mm
- Kondensatorlängen von $l_{\text{Kond}} < 1/10 * l_{\text{Verd}}$
- Die Berechnung der Austrocknungsgrenze für übertragene Leistungen kleiner 25 W ist nicht validiert und somit mit größerer Unsicherheit zu betrachten.
- Die Austrocknungsgrenze besitzt nach der Modellberechnung bezogen auf die Verdampfertemperatur ein Leistungsmaximum. Das Modell ist für vom Leistungsmaximum aus gesehen größere Verdampfertemperaturen validiert.
- Jegliche Arbeitsmedien (keine Gemische) für den Betriebsbereich von 0°C bis 500°C
- Temperaturniveau entsprechend dem Betriebsbereich

Analyse der Einflussgrößen auf die Austrocknungsgrenze

Nach Validierung des Modells soll nun aufgezeigt werden, welche Einflussgrößen relevant für die Austrocknungsgrenze sind. Die Austrocknungsgrenze kann genutzt werden, um die Stagnationstemperatur im Kollektor zu begrenzen. Grundsätzlich ist es sinnvoll, die Stagnationstemperatur so weit wie möglich zu begrenzen. Das bedeutet, dass eine Abschaltung des Wärmetransports im Wärmerohr optimalerweise möglichst nah an der oberen Grenze des Betriebsbereichs des Kollektors liegt. Damit sind die Berechnung der Austrocknungsgrenze sowie das Wissen über die Einflussfaktoren auf diese wesentlich.

Für die folgenden Betrachtungen wird wieder ein exemplarisches Wärmerohr als Ausgangspunkt definiert. Das Wärmerohr besitzt eine Verdampferlänge von 1,7 m, einen Verdampferinnendurchmesser von 8 mm, eine Kondensatorlänge von 50 mm, einen Kondensatorinnendurchmesser von 20 mm, eine Transportzonenlänge von 10 mm und eine Masse von 3 g Arbeitsmedium. In Abbildung 6.16 sind die Austrocknungsgrenzen für die definierte Standard-Geometrie bei Verwendung verschiedener Arbeitsmedien aufgezeigt.

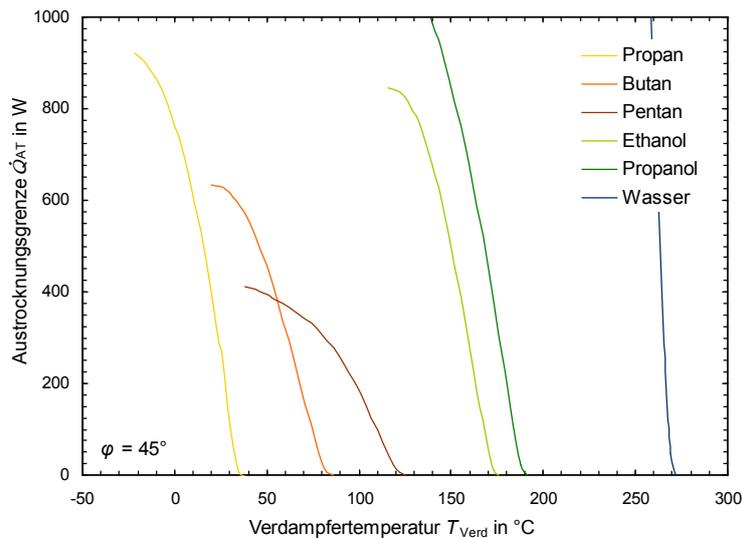


Abbildung 6.16: Berechnete Austrocknungsgrenzen von Gravitationswärmerohren für Kollektoren unter Variation der Art des Arbeitsmediums

Bei einer festgelegten Masse an Arbeitsmedium (hier 3 g) stellt sich dar, dass die Abschalttemperatur zwischen ca. 35°C für Propan und ca. 270°C für Wasser variiert. Dies bedeutet, dass es durch die Wahl des Arbeitsmediums möglich ist, die Abschalttemperatur einzustellen. Allerdings sind nicht alle Arbeitsmedien zur Verwendung in Wärmerohren aufgrund Instabilität oder Unverträglichkeit mit dem Rohrmaterial geeignet. So stellt sich die Frage, inwiefern die Austrocknungsgrenze durch Variation der Masse des Arbeitsmediums variiert werden kann. Abbildung 6.17 (links) zeigt exemplarisch für die Arbeitsmedien Butan sowie Wasser auf, inwiefern dies möglich ist.

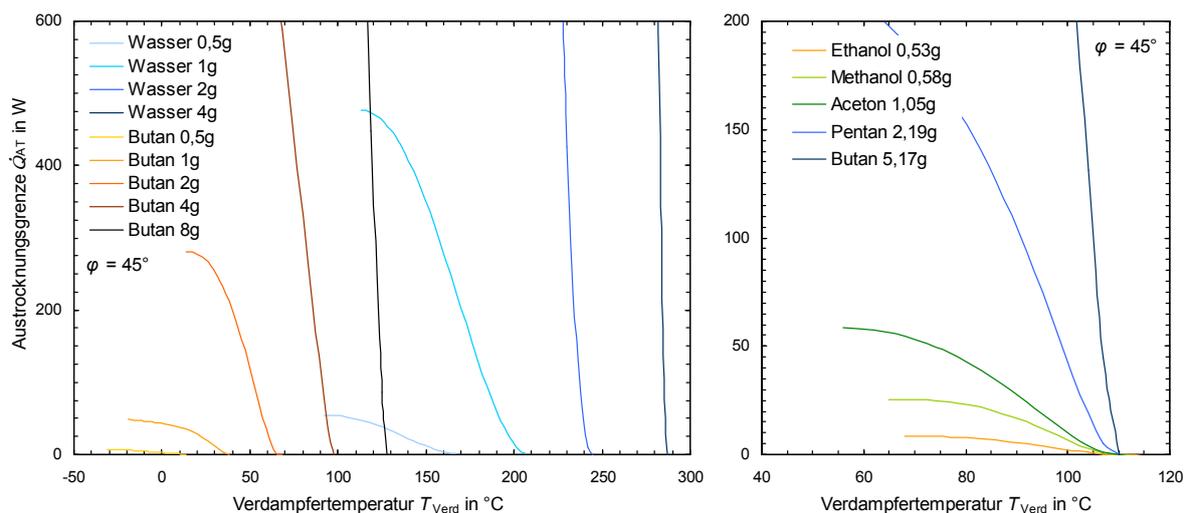


Abbildung 6.17: Berechnete Austrocknungsgrenzen von Gravitationswärmerohren für Kollektoren unter Variation der Art und Masse des Arbeitsmediums (links) sowie Austrocknungsgrenze mit einer Abschalttemperatur von 110°C und dafür benötigte Massen verschiedener Arbeitsmedien (rechts)

Für Wasser als Arbeitsmedium im Wärmerohr mit der genannten Standard-Geometrie kann die Abschalttemperatur z. B. zwischen ca. 170°C bei 0,5 g Wasser und ca. 290°C bei 4 g

Wasser variiert werden. Es zeigt sich allerdings, dass für geringere Mengen Wasser die Austrocknungskurve flacher verläuft. So kann für die geringe Füllmenge von 0,5 g Wasser maximal nur ca. 55 W Leistung übertragen werden. Damit kann mit Wasser keine sinnvolle Begrenzung der Stagnationstemperatur im Kollektor durch Wärmerohraustrocknung erreicht werden. Für Butan stellt sich der Einfluss der Masse an Arbeitsmedium auf die Austrocknung ähnlich dar, wobei insgesamt ein geringeres Temperaturniveau vorliegt.

Für beide Arbeitsmedien führt eine geringere Befüllmenge zu einer flacher ausfallenden Austrocknungsgrenze. Zur Begrenzung der Stagnationstemperatur im Kollektor wäre allerdings eine senkrechte Austrocknungskurve optimal, da damit eine scharfe Abschaltung bei maximaler Betriebstemperatur des Kollektors ermöglicht würde. Dies bedeutet, dass geringere Befüllmengen zu einem unschärferen Abschalten des Wärmerohrs führen, die es damit zu vermeiden gilt. Abbildung 6.17 (rechts) verdeutlicht diesen Zusammenhang nochmals. Es sind die Austrocknungsgrenzen für verschiedene Arbeitsmedien aufgezeigt, wobei die Masse an Arbeitsmedium jeweils so angepasst wurde, dass eine Abschalttemperatur von 110°C folgt. Es zeigt sich, dass mehrere Arbeitsmedium zu einer Abschalttemperatur von 110°C führen können. Jedoch wird jeweils eine andere Menge an Arbeitsmedium dazu benötigt. Das Wärmerohr mit dem Arbeitsmedium mit der höchsten Masse wäre zu präferieren, da hier die schärfste Abschaltung vorliegt.

Wie weiter oben genannt spielt der thermische Leitwert des Wärmerohrs ebenfalls eine wesentliche Rolle bzgl. der Schärfe der Abschaltung des Wärmerohrs (vgl. Abbildung 6.14). Abbildung 6.18 stellt für die exemplarischen Arbeitsmedien Hexan und Wasser dar, inwiefern der Leitwert Einfluss besitzt. Es ist eine Variation der Größe der Innenoberfläche des Kondensators und damit des thermischen Leitwerts dargestellt. Die Oberfläche des Kondensators geht fast 1:1 in den thermischen Leitwert ein (vgl. Abbildung 6.7). Die Angabe $A_{\text{Kond}} = 1$ gilt für die oben definierte Standard-Geometrie und die weiteren Angaben für den Faktor, um den die Oberfläche des Kondensators verkleinert bzw. vergrößert wurde.

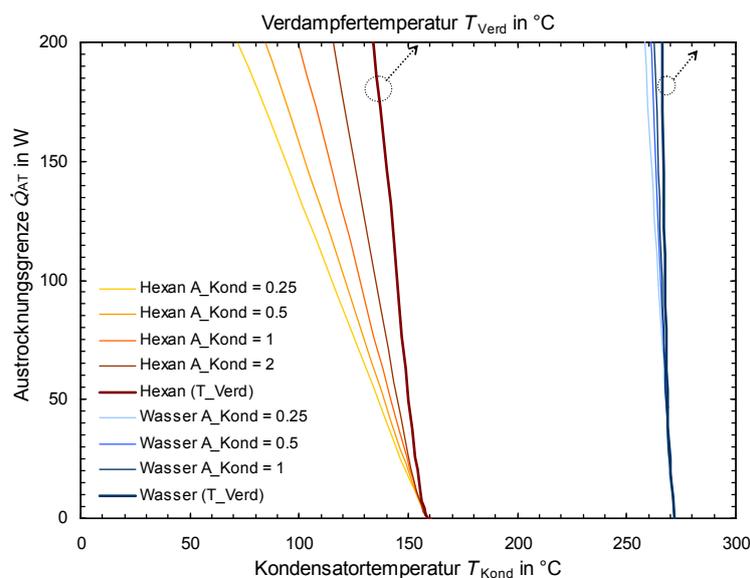


Abbildung 6.18: Berechnete Austrocknungsgrenzen in Abhängigkeit der Kondensatortemperatur für zwei Gravitationswärmerohre mit unterschiedlichen Arbeitsmedien unter Variation der Größe des Kondensators und damit des thermischen Leitwerts

Für Wasser als Arbeitsmedium spielt die Kondensatoroberfläche für die Schärfe der Abschaltung eine untergeordnete Rolle. Dies ist der Fall, da die thermischen Leitwerte von Wärmerohren mit Wasser grundsätzlich sehr hoch sind, verursacht durch die hohe Wärmeleitfähigkeit von Wasser im Gegensatz zu organischen Arbeitsmedien. Für Hexan stellt sich dar, dass die Schärfe der Abschaltung durch Austrocknung des Wärmerohrs signifikant durch die Kondensatoroberfläche und damit den thermischen Leitwert des Wärmerohrs beeinflusst ist. Damit ergeben sich zusammenfassend folgende Erkenntnisse bzgl. Einflussfaktoren auf die Austrocknungsgrenze:

- Die Winkelabhängigkeit der Austrocknungsgrenze sollte bei Auslegung dieser zur Minimierung der Stagnationstemperatur in Kollektoren beachtet werden. Die Abschaltung bei geringeren Winkeln ist bei gleicher Abschalttemperatur ($\dot{Q}_{AT} = 0 \text{ W}$) unschärfer und setzt damit früher ein.
- Grundsätzlich beeinflusst die Wahl des Arbeitsmediums die Austrocknungsgrenze. So kann mit Wasser als Arbeitsmedium z. B. keine sinnvolle Stagnationstemperaturbegrenzung im Kollektor erreicht werden. Organische Arbeitsmedien sind dafür grundsätzlich geeignet.
- Die Masse an Arbeitsmedium im Wärmerohr hat wesentlichen Einfluss auf die Steilheit der Austrocknungskurve und damit auf die Schärfe der Abschaltung. Eine größere Masse an Arbeitsmedium ist günstiger.
- Die Austrocknungsgrenze sollte für die Anwendung im Kollektor auf die Kondensatortemperatur ausgelegt werden. Damit ist der thermische Leitwert des Wärmerohrs zu berücksichtigen, da die Austrocknungsgrenze maßgeblich von der Verdampfertemperatur abhängt.
- Der thermische Leitwert des Wärmerohrs sollte möglichst groß sein, da geringere Leitwerte zu einer unschärferen Abschaltung führen. Das bedeutet, dass bei der Recherche nach optimalen Arbeitsmedien für eine bestimmte Abschalttemperatur neben der Austrocknungsgrenze auch der thermische Leitwert des Wärmerohrs und damit die Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmediums zu berücksichtigen ist.

6.4 Modellierung von Sammlern

Zur Analyse der Wärmetransporteigenschaften von marktüblichen Sammlern von VRK mit Wärmerohren können verschiedene Berechnungsverfahren angewendet werden. Bzgl. Auswahl des Modellierungsansatz gilt es folgende Aspekte zu berücksichtigen: Der Wärmetransport im Sammler teilt sich in Wärmeleitung innerhalb der Wärmeleitpaste sowie Rohrwand und Wärmeübergangskoeffizient in das Solarkreisfluid auf. Bei der Strömung des Solarkreisfluids handelt es sich um eine erzwungene Strömung, die laminar als auch turbulent sein kann und die abhängig von Massenstrom und geometrischer Ausformung des Fluidkanals ist. Aufgrund der unterschiedlichen Geometrien der Sammler ist das Wärmeleitungsproblem innerhalb der Rohrwand nicht trivial zu lösen. Zusätzlich liefern die Berechnungen des Wärmeübergangs mittels üblicher empirischer Gleichungen nach z. B. [VDI 2006] zwar verlässliche Ergebnisse, sind aber durch die spezielle Kanalgeometrie der Sammler mit umströmtem Kondensator nur bedingt anwendbar.

Aus diesem Grund wird zur detaillierten Analyse der Wärmeübertragungsvorgänge im Sammler auf numerische Strömungssimulationen als Berechnungsverfahren zurückgegriffen. Numerische Strömungssimulationen sind gut geeignet, um erzwungene Strömungen in

speziellen Kanalgeometrien zu berechnen und erlauben zusätzlich die örtlich hoch aufgelöste Ermittlung der Wärmeleitung in der Rohrwand. Numerische Simulation bedeutet, dass die zu betrachtende Geometrie räumlich durch Vernetzung des Modells diskretisiert wird und folgend durch numerische Lösungsverfahren unter Berücksichtigung der Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie das System aus partiellen Differentialgleichungen gelöst wird. Für die Simulationen wird die Software ANSYS 13 und deren Strömungslöser FLUENT genutzt.

6.4.1 Modellierungsansatz und Validierung

Zur Bewertung der Wärmetransportfähigkeit von marktüblichen Sammlern sind messtechnische Untersuchungen durchgeführt worden. Diese sind in Abschnitt 4.2 dargelegt, wobei in Tabelle 4.2 die grundsätzlichen Bauformen der Sammler erläutert sind. Sam-3 und Sam-4 stellen dabei die am häufigsten verwendeten Sammlerbauformen dar. Aus diesem Grund werden für die Bewertung der Wärmetransporteigenschaften mittels Simulation eben diese beiden Sammlertypen genauer betrachtet.

Der grundsätzliche Modellierungsansatz sieht äquivalent zu den Messungen vor, die Sammlergeometrie auf eine Kondensatoranbindung zu kürzen. Aufgrund der spezifischen Geometrie des Sammlers Sam-4 ist das Simulationsmodell unter Berücksichtigung von Symmetrie auf $\frac{1}{4}$ des Prüflings reduziert worden. Die Rohrwandstärke der Geometrien beträgt 1 mm wobei die Rohrgeometrie teilweise vereinfacht wurde. Die Messinghülse mit innenliegendem Heizelement – entsprechend dem Prüfaufbau – hat einen Außendurchmesser von 21 mm. Die Messinghülse steht für beide Simulationsgeometrien über eine 0,5 mm dicke Schicht Wärmeleitpaste mit dem Sammler in Verbindung. Die reale Schichtdicke ist zunächst nicht bekannt.

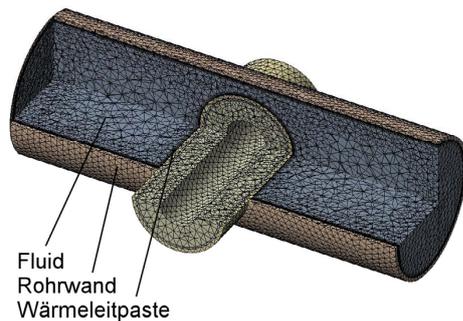
In der Simulation wird entsprechend den Messungen mit Wasser als Solarkreisfluid gerechnet, wobei temperaturabhängige Stoffkennwerte verwendet werden. Als Randbedingungen werden ein über die Innenrohrwand der Messinghülse flächig konstanter Wärmestrom mit 100 W und eine konstante Temperatur am Fluideintritt von 20°C gesetzt. Gegenüber der Umgebung wird der Sammler als adiabat betrachtet.

Die Vernetzung der Simulationsgeometrien wird für Sam-4 mit rotationssymmetrischem Netz für die Messinghülse und Tetraedernetz für den Rest der Geometrie durchgeführt. Für Sam-3 wird vollständig auf ein unstrukturiertes Tetraedernetz zurückgegriffen. Damit können die erforderlichen Qualitätsmerkmale (orthogonale Qualität und Schiefe) für das gesamte Netz eingehalten werden [ANSYS 2010]. Durch Netzstudien sind der Einfluss der Diskretisierung bewertet und die Vernetzungen entsprechend angepasst worden. Abbildung 6.19 stellt die erstellten Simulationsgeometrien inkl. Vernetzung und Randbedingungen dar. Abbildung 6.19 (links) zeigt die Sammlergeometrie Sam-3, wobei zur besseren Darstellung ein Freischnitt vorliegt und Vor- und Nachlaufstrecke der Rohrströmung nicht dargestellt sind.

Aufgrund der Aufteilung und Zusammenführung der Strömung des Solarkreisfluids in Sam-3 wegen der Quersteckhülse wurden zeitlich aufgelöste Berechnungen durchgeführt, um dem instationären Verhalten der Strömung Rechnung zu tragen. Für Sam-4 konnte mit Simulation ohne zeitliche Auflösung die quasistationäre Strömung gut abgebildet werden. Wie bei der experimentellen Bestimmung des thermischen Leitwerts des Sammlers wird auch in der Simulation die Abhängigkeit vom Massenstrom untersucht, indem dieser im Bereich von ca. 45 bis 120 kg/h variiert wird. Innerhalb dieses Bereichs des Massenstroms liegen für Sam-3

und Sam-4 die Reynoldszahlen grundsätzlich im Bereich unter 1900 nach einfacher Bestimmung für den kleinsten Querschnitt. Es sind mittels der Simulation Betrachtungen zu den lokal auftretenden Reynolds-Zahlen durchgeführt worden und es wurden mehrere Turbulenz-Modelle angewendet. Es hat sich herausgestellt, dass lokal teilweise Reynolds-Zahlen über der kritischen Reynolds-Zahl von 2040 ± 10 vorliegen können. Die Berücksichtigung der Turbulenz durch geeignete Modelle innerhalb der Simulation hat allerdings gezeigt, dass der Einfluss relativ gering ist, womit für den genannten Bereich des Massenstroms eine rein laminare Berechnung angewendet wird.

Modellgeometrie Sam-3



Modellgeometrie Sam-4 und Sam-5

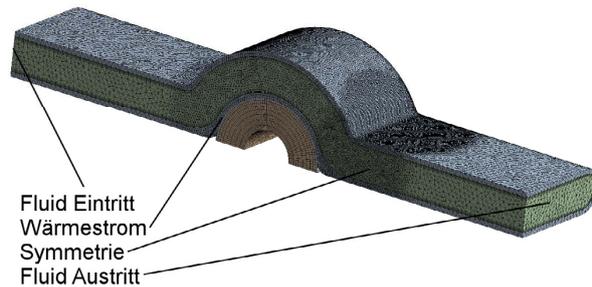


Abbildung 6.19: Simulationsgeometrie mit Freischnitt für Sam-2 mit Bezeichnung der Volumen (links) und Simulationsgeometrie für Sam-4 und Sam-5 (ein Viertel des Sammlers unter Berücksichtigung von Symmetrien) mit Bezeichnung der Randbedingungen (rechts), jeweils Darstellung der Vernetzung

Um die Wärmetransporteigenschaften bewerten zu können, müssen auch die Materialeigenschaften des Sammlermodells definiert werden, welche zunächst jedoch unbekannt sind. Die Rohrwand der Sammler besteht für Sam-3 aus Kupfer und für Sam-4 aus Kupfer sowie Edelstahl (Sam-4 mit Edelstahl entspricht Sam-5 nach Tabelle 4.2.). Die realen Wärmeleitfähigkeiten dieser Materialien sind nicht bekannt. Zusätzlich ist die reale Schichtdicke der Wärmeleitpaste ebenfalls nicht bekannt. Innerhalb der messtechnischen Bewertung sind beide Sammlerbauformen mit zwei unterschiedlichen Wärmeleitpasten untersucht worden (WLP-1: Standard-WLP, siehe Abbildung 4.17; WLP-5: Flüssigmetall-WLP, siehe Abbildung 7.17). Für beide Pasten ist die Wärmeleitfähigkeit bekannt. So ergibt sich für Sam-3 eine Variation der Wärmeleitpaste und für Sam-4 von Wärmeleitpaste und Rohrmaterial. Damit besteht eine Matrix aus Messergebnissen mittels derer ein Parametersatz für Schichtdicke und Wärmeleitfähigkeiten der Rohrwandmaterialien innerhalb der Simulationen abgeglichen werden kann. Dazu sind für beide Sammlergeometrien Simulationsstudien in Abhängigkeit der gesuchten Parameter durchgeführt worden und folgend Werte, mit denen alle Messergebnisse abgebildet werden können, ermittelt worden.

Mit diesem Parametersatz sind abschließend die Simulationen nochmals durchgeführt worden. Abbildung 6.20 zeigt den Vergleich zu den messtechnisch ermittelten Werten. Es stellt sich dar, dass die Massenstromabhängigkeit sowie der Einfluss der Wärmeleitpaste und des Rohrwandmaterials gut abgebildet werden können. So liegt der maximale Fehler im Bereich von 10% womit der Modellierungsansatz ausreichend genaue Ergebnisse zur detaillierten Bewertung der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern liefert.

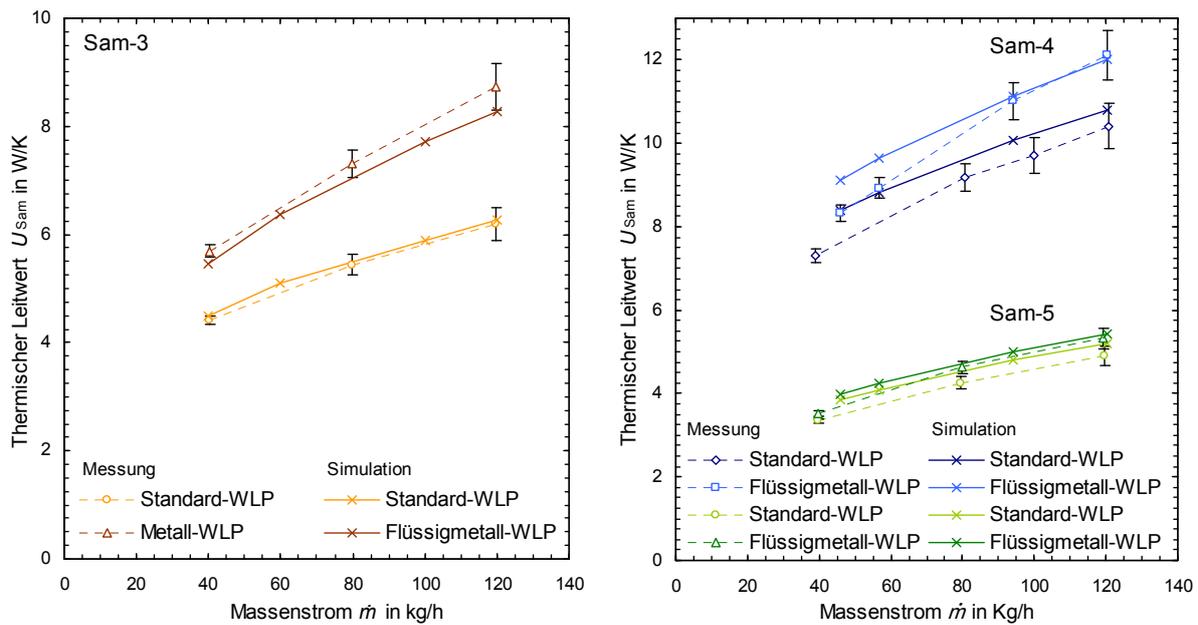


Abbildung 6.20: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen des thermischen Leitwerts für die Sammler Sam-3, Sam-4 und Sam-5 mit Variation der Art der Wärmeleitpaste in Abhängigkeit vom Massenstrom

6.4.2 Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern

Der Wärmetransport im Sammler teilt sich wie genannt in Wärmeleitung in der Wärmeleitpaste und in der Rohrwand sowie den Wärmeübergang in das Solarkreisfluid auf. Zunächst stellt sich die Frage, wie groß der Einfluss der einzelnen Wärmeübertragungsphänomene auf den thermischen Gesamtleitwert der Sammler ist. Zur Berechnung der Einzelleitwerte sind die Temperaturen der jeweiligen Grenzflächen gemittelt und die als Randbedingung gesetzte übertragene Leistung von 100 W berücksichtigt worden. Tabelle 6.5 stellt den Einfluss von Wärmeleitung und Wärmeübergang ins Fluid gegenüber.

Tabelle 6.5: Simulationsergebnisse des Einflusses der Einzelleitwerte auf den thermischen Leitwert von marktüblichen SammlerbaufORMen aus Kupfer

Sammlertyp	Sam-3	Sam-4
Wärmeleitung durch Wärmeleitpaste	$1/U_{WLP}$ ca. 25% des Gesamtwiderstands	$1/U_{WLP}$ ca. 15% des Gesamtwiderstands
Wärmeleitung in der Rohrwand ⁸	vernachlässigbar	vernachlässigbar
Wärmeübergang in das Solarkreisfluid	$1/U_a$ ca. 75% des Gesamtwiderstands	$1/U_a$ ca. 85% des Gesamtwiderstands

⁸ Es ist die radiale Wärmeleitung durch die direkt mit dem Kondensator in Kontakt stehende Rohrwand gemeint. Abbildung 6.20 zeigt auf, dass die Wahl des Materials der gesamten Rohrwand des Sammlers sehr wohl Einfluss auf den Leitwert des Sammlers besitzt, was im Folgenden diskutiert wird (Abbildung 6.23 und Abbildung 6.24).

Zunächst stellt sich dar, dass die Schichtdicke der Wärmeleitpaste für die Sammlerbauform Sam-4 (und Sam-5) geringer als für Sam-3 mit Steckhülse ist. Dies ist nachvollziehbar, da für Sam-4 und Sam-5 die Sammelrohrwand durch Klemmung an den Wärmerohrkondensator gepresst wird. Bei Sam-3 ist der Wärmerohrkondensator in die Steckhülse eingeschoben, was einen größeren Spalt voraussetzt. Die Wärmeleitung durch die Wärmeleitpaste (Standard-WLP WLP-1) ist damit ca. für 15 bis 25% des Gesamtwiderstands des Sammlers je nach Sammlerbauform verantwortlich. Die – auf den Kondensator bezogen – radiale Wärmeleitung durch die Rohrwand, die in direktem Kontakt mit dem Kondensator bzw. der Wärmeleitpaste steht, spielt eine untergeordnete Rolle. Damit hat der Wärmeübergang in das Fluid maßgeblichen Einfluss auf den thermischen Leitwert des Sammlers. Es sei anzumerken, dass dies für nicht gealterte Wärmeleitpasten gilt und der Einfluss der Wärmeleitpaste bei Degradation deutlich zunimmt (vgl. Abschnitt 4.4.2).

Der Wärmetransport infolge konvektiven Wärmeübergangs kann durch den Wärmeübergangskoeffizient α beschrieben werden. Die Abhängigkeit von der Grenzschichtdicke hat zur Folge, dass der Wärmeübergang nicht nur von der Strömungsform, sondern speziell auch von den lokalen geometrischen Gegebenheiten im Strömungskanal und der Strömungsführung in diesem beeinflusst wird. Besonders in Regionen mit großen Geschwindigkeitsgradienten nahe der Rohrwand und damit geringerer thermischer Grenzschichtdicke liegt ein guter Wärmeübergang vor. Da wie genannt der Wärmeübergang maßgeblichen Einfluss hat, kann eine örtlich aufgelöste Betrachtung der Strömung Schwachstellen der Sammlergeometrien aufzeigen. Abbildung 6.21 stellt dazu die Strömungsgeschwindigkeiten in Ebene der Rohrmitte für beide Sammlerbauformen dar.

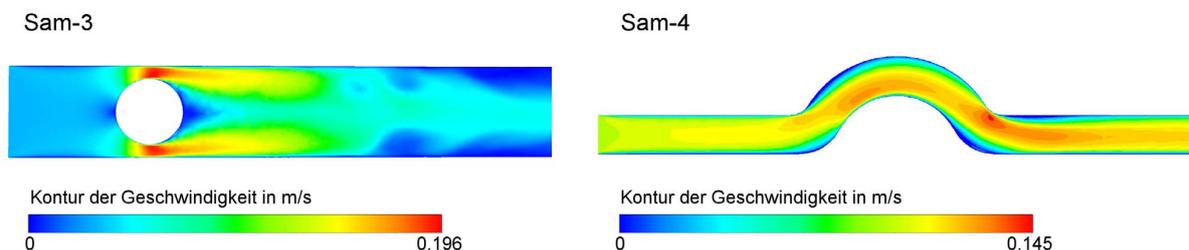


Abbildung 6.21: Simulationsergebnisse der Geschwindigkeitsprofile für Sam-3 in der Mitte des Rohrs (links) und Sam-4 auf der Symmetrieebene und damit ebenfalls in der Mitte des Sammelrohrs (rechts) bei einem Massenstrom von 100 kg/h und Wasser als Solarkreisfluid

Für Sam-3 stellt sich besonders in den Engstellen unter- und oberhalb der Steckhülse ein sehr guter Wärmeübergang aufgrund höher Strömungsgeschwindigkeiten und geringem Querschnitt dar. Auffällig ist der sehr viel schlechtere Wärmeübergang im Ablösegebiet hinter dem Zylinder. Bei Betrachtung der Geschwindigkeitskontur erkennt man, dass eine Wirbelbildung hinter dem Zylinder nicht stattfindet. Innerhalb von 2D-Simulationen, die zur Bewertung der Instationarität der Strömung durchgeführt wurden, hat sich hinter dem Zylinder ein Wirbelpaar ausgebildet. Dies ist dadurch zu erklären, dass in der 2D-Simulation ein unendlich tiefer Kanal ohne begrenzende Rohrwände betrachtet wird. In der 3D-Simulation sowie dementsprechend im Realfall ist die Wirbelausbildung hinter dem Zylinder aufgrund der nahen Rohrwand und der mit ihr verbundenen Haftbedingung nicht möglich. Ohne das Wirbelpaar stellt sich ein Totgebiet hinter dem Zylinder ein, welches den Wärmetransport an dieser Stelle behindert. Betrachtet man die örtliche Nusselt-Zahl in Abhängigkeit des Umfangswinkels des Zylinders wird ebenfalls der schlechte Wärmeübergang an der Hinter-

seite des Zylinders deutlich.

Für die Sammlerbauform Sam-4 stellt sich ebenfalls ein örtlich unterschiedlich guter Wärmeübergang in das Fluid ein. Es ergibt sich besonders an der strömungszugewandten Seite der Kondensatorumströmung ein sehr guter Wärmeübergang, da dort die Strömung auf die Wölbung prallt und so eine dünne thermische Grenzschicht hervorruft. Auch im Bereich der hinteren Umlenkung an der oberen Kante ergeben sich hohe Geschwindigkeitsgradienten in Rohrwandnähe und damit ein guter Wärmeübergang. Demgegenüber stellt sich der Wärmeübergang auf der strömungsabgewandten Seite der Kondensatorumströmung schlechter dar. Dies liegt daran, dass die Geschwindigkeit unmittelbar hinter der Kondensatorwölbung eher gering ist und sich die Bereiche höherer Geschwindigkeit mehr in Richtung der oberen Umlenkung konzentrieren. Damit wird gezeigt, an welchen Positionen im Strömungskanal Optimierungspotential für den örtlichen Wärmeübergang besteht. So könnten Einbauten wie z. B. Turbulatoren hier den Wärmeübergang verbessern.

Es ist gezeigt worden, dass die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand, die mit dem Kondensator in Kontakt steht, (bei Verwendung von Metallen) keine wesentliche Rolle spielt. Allerdings zeigt Abbildung 6.20 deutlich, dass die Wahl des Rohrmaterials des gesamten Sammlers sehr wohl signifikanten Einfluss hat. Sam-5 mit Edelstahl als Rohrwandmaterial besitzt deutlich geringere thermische Leitwerte als Sam-4 mit Kupfer als Rohrwandmaterial. Damit müssen die Rohrabschnitte, die nicht in Kontakt mit dem Wärmerohrkondensator stehen, dafür verantwortlich sein. Abbildung 6.22 stellt die Definition von Rohrwand in Kontakt mit dem Kondensator und Rohrwandabschnitt nicht in Kontakt mit dem Kondensator dar.

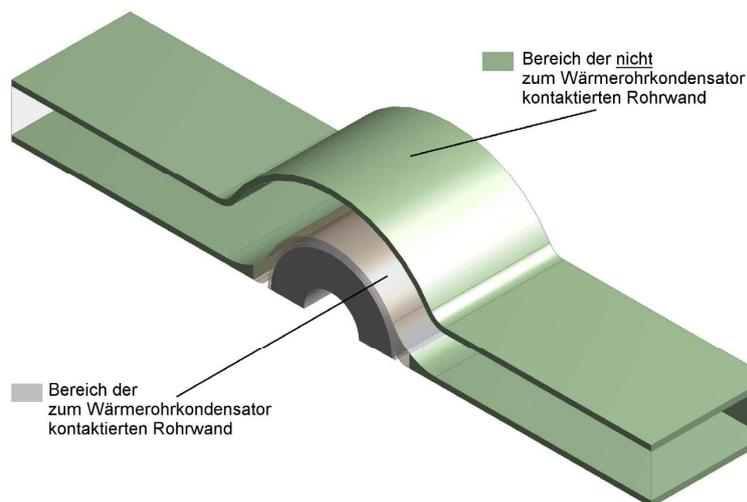


Abbildung 6.22: Sammlermodell zur Untersuchung des Einflusses der Wärmeleitfähigkeit der nicht zum Wärmerohrkondensator kontaktierten Rohrwand mit zweiteiliger Rohrwandausführung

Es ist ein Simulationsmodell nach Abbildung 6.22 erstellt worden, mit dem es möglich ist, die Wärmeleitfähigkeit dieser beiden Rohrwandabschnitte separat zu setzen. Mit diesem Modell ist eine Parametervariation der Wärmeleitfähigkeit der nicht kontaktierten Rohrwand durchgeführt worden. In Abbildung 6.23 sind die Simulationsergebnisse zusammengefasst.

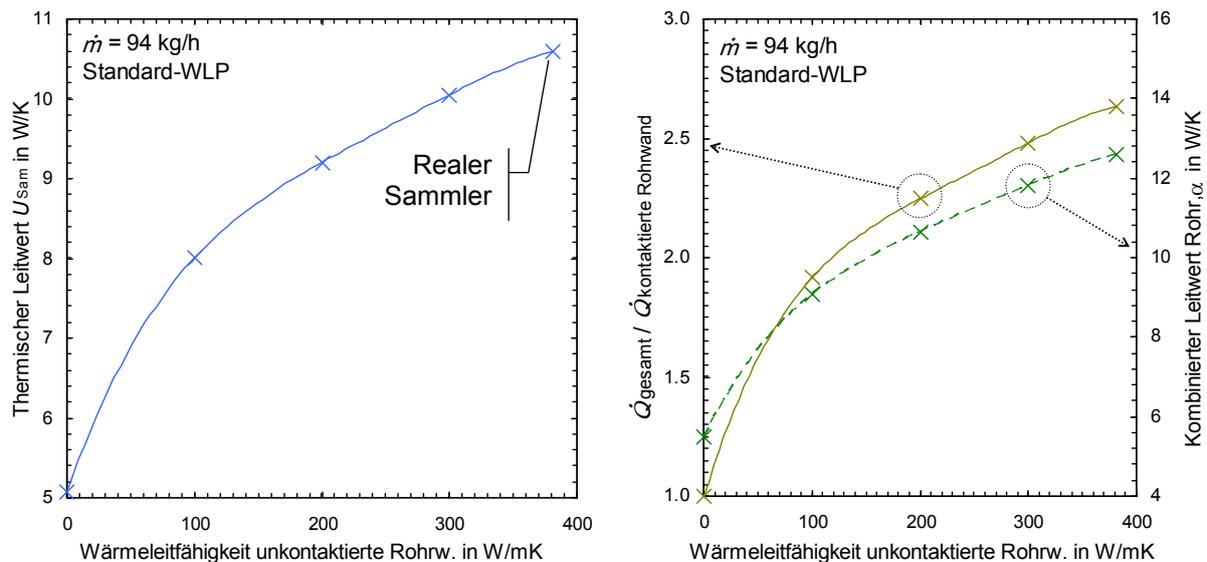


Abbildung 6.23: Simulationsergebnisse des thermischen Leitwerts von Sam-4 in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit der nicht kontaktierten Rohrwand (links) sowie Anteil des Wärmestroms im kontaktierten Bereich und kombinierter Leitwert von Rohrwand und Wärmeübergang in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit der nicht kontaktierten Rohrwand (rechts)

Für eine Wärmeleitfähigkeit der nicht kontaktierten Rohrwand gleich der kontaktierten Rohrwand liegt der Sammlerleitwert wie zu erwarten gleich dem thermischen Leitwert des Sammlers, wie er in den Messungen ermittelt wurde. Dieser liegt um ca. das zweifache höher als für die Konfiguration ohne Querleitung (Abbildung 6.23 (links)). Abbildung 6.23 (rechts) zeigt, dass für eine hohe Wärmeleitfähigkeit der kompletten Rohrwand von etwa 380 W/mK nur grob 40% der thermischen Leistung direkt an der kontaktierten Rohrwand ins Fluid übergeht. Durch die Querleitung in der Rohrwand wird die effektive Fläche zur Wärmeübertragung ins Fluid damit wesentlich vergrößert, was den Wärmeübergang an das Fluid um etwa den Faktor 2,6 erhöht. In Abbildung 6.24 sind die Leistungsdichteverteilungen an der Rohrinne wand für den Fall ohne Querleitung und maximaler Querleitung qualitativ aufgetragen.

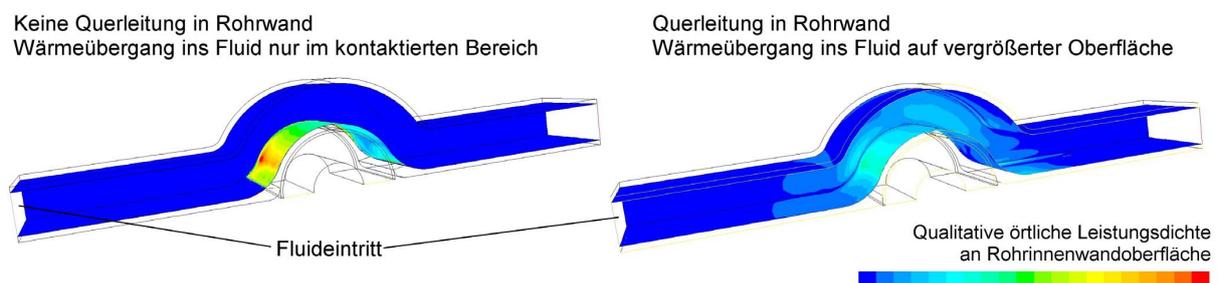


Abbildung 6.24: Exemplarische Verteilungen der von der Rohrinne wand an das Fluid übertragenen Leistungsdichten, beeinflusst durch Querleitung im Rohr und örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten

Somit ist die Querleitung in der Sammlerohrwand ein wesentlicher Faktor zur Erreichung hoher thermischer Leitwerte von Sammlern. Mit Querleitung ist die Wärmeleitung innerhalb der Rohrwand längs zur Strömungsrichtung gemeint. Dies begründet den weitaus geringeren thermischen Leitwert des Sam-5 mit Edelstahlrohrwand im Vergleich zu Kupfer. Für Sam-3 stellt sich dar, dass die real an das Solarkreisfluid wärmeübertragende Innenoberfläche des

Rohrs ebenfalls um einen ähnlichen Faktor größer ist wie die direkt mit dem Kondensator kontaktierte Rohrwand. Damit kann davon ausgegangen werden, dass auch ein Sammler nach Bauform Sam-3 mit einer Rohrwand aus Edelstahl nur weitaus geringere thermische Leitwerte besitzen wird.

Allgemeiner gesagt ist die Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche an das Fluid ein entscheidender Optimierungsansatz. Eine nasse Anbindung, bei der der Wärmerohrkondensator in direktem Kontakt mit dem Solarkreisfluid steht, stellt nicht zwangsläufig eine Optimierung dar. Zwar entfällt die Wärmeleitpaste als thermischer Widerstand; allerdings wirkt sich die thermische Entkopplung des Kondensators von der Rohrwand durch die benötigte Dichtung und die damit verminderte Querleitung negativ aus.

Zur Verbesserung des Wärmeübergangs stehen verschiedene Optionen zur Verfügung, wie in Abschnitt 7.4.1 diskutiert wird. Allerdings wirken sich diese ggf. auf den Druckverlust der Strömung im Sammler aus. Je höher der Druckverlust desto größer ist auch die aufzubringende Pumpenleistung, was primärenergetisch betrachtet die möglichen Vorteile des verbesserten Leitwerts des Sammlers wieder relativieren kann. Zur Diskussion dieses Aspekts ist folgende Parametervariation durchgeführt worden: Die Kanalhöhe für Sammlertyp Sam-4 wurde zwischen 11 mm und 1,5 mm variiert. (Die Kanalhöhe des eigentlichen Sammlers liegt bei 7 mm.) Eine geringere Kanalhöhe führt zu einem verbesserten thermischen Leitwert des Sammlers bei gleichzeitigem verminderten Materialeinsatz. Zusätzlich führt die geringere Kanalhöhe aber auch zu größeren Druckverlusten. Neben der Bewertung des thermischen Leitwerts des Sammlers wird also zusätzlich der Druckverlust bewertet sowie eine Primärenergiebilanz durchgeführt. Die Verbesserung des thermischen Leitwerts des Sammlers führt zu einer höheren Nutzleistung des Kollektors. Wenn der Druckverlust des Sammlers aber zeitgleich steigt, so muss der Mehrertrag des Kollektors größer sein als die zusätzlich für den höheren Druckverlust aufzubringende Pumpenleistung. Mit der flächenspezifischen Kollektorleistung

$$\dot{q}_{\text{Nutz}} = G \cdot \frac{U_{\text{int}}}{U_{\text{int}} + U_{\text{Verlust}}} \cdot (\tau\alpha)_{\text{eff}} - a_1 \cdot \Delta T - a_2 \cdot \Delta T^2 \quad (6.8)$$

und der elektrischen Pumpenleistung $\Delta p_v \cdot \dot{m} / (\rho \cdot \eta_{\text{Pumpe}})$ kann die Primärenergiebilanz mit

$$\dot{q}_{\text{Ertrag,p}} = \left(\dot{q}_{\text{Nutz}} + \frac{\Delta p_v \cdot \dot{m}}{\rho} \right) \cdot f_{\text{p,Gas}} - \frac{\Delta p_v \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \eta_{\text{Pumpe}}} \cdot f_{\text{p,Strom}} \quad (6.9)$$

aufgestellt werden (vgl. [Rommel 1997]). Zur Berechnung der Kollektornutzleistung werden typische Kollektorkennwerte von VRK herangezogen. Zur Berechnung der Gesamtenergiebilanz wird die Nutzleistung als substituiertes Gas mit entsprechendem Primärenergiefaktor für Gas $f_{\text{p,Gas}}$ von 1,1 und eine aufzubringende Leistung entsprechend dem Primärenergiefaktor für Strom $f_{\text{p,Strom}}$ von 2,6 ([EnEV 2013]) sowie einem typischen Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe} von 30% angesetzt. Damit lässt sich der Einfluss der Kanalhöhe auf den Primärenergieertrag bewerten. Abbildung 6.25 stellt die primärenergetisch bezogene spezifische Leistung über der Kanalhöhe des Sammlers dar.

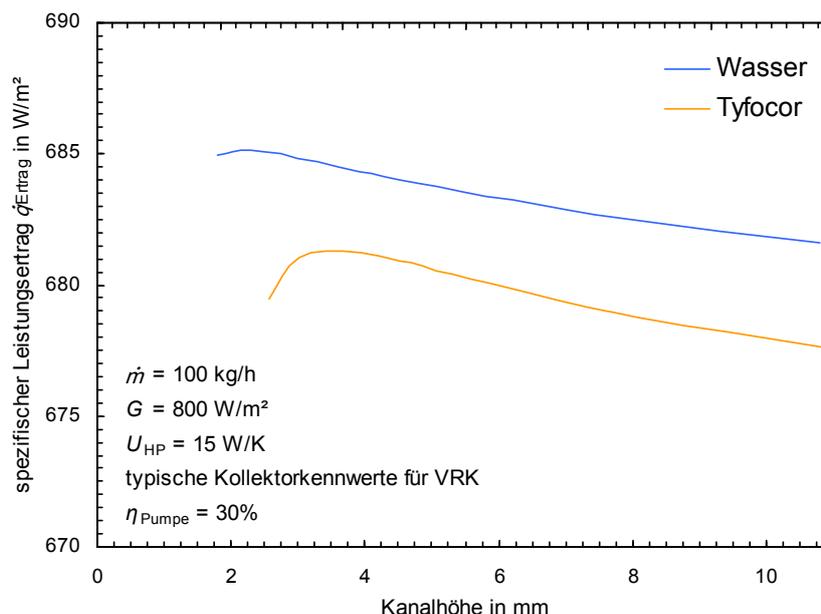


Abbildung 6.25: Spezifischer Leistungsertrag pro Quadratmeter Kollektorfläche durch Berücksichtigung der Kollektorleistung und der Pumpenleistung, welche beide abhängig von der Kanalhöhe des Sammlers sind

Es stellt sich dar, dass sich primärenergetisch ein Optimum für Wasser als Arbeitsmedium bei einer Kanalhöhe von ca. 2 mm und für ein Wasser-Glykol-Gemisch (Tyfocor) bei ca. 3,5 mm Kanalhöhe einstellt. Allerdings handelt es sich hierbei um ein sehr flaches Optimum; die Skalierung der Ordinate in Abbildung 6.25 ist zu berücksichtigen. Nur unterhalb einer Kanalhöhe von ca. 2 mm bekommt der Druckverlust wesentlichen Einfluss auf den Primärenergieertrag. Bei einem Massenstrom von 100 kg/h liegt der Druckverlust bei Wasser bei normaler Kanalhöhe von 7 mm bei ca. 1,9 mbar/m² und für eine Kanalhöhe von 1,5 mm bei ca. 46 mbar/m² und bei Wasser-Glykol-Gemisch bei Kanalhöhe von 7 mm bei ca. 5 mbar/m² und für 2 mm bei ca. 150 mbar/m² bezogen auf die Kollektorfläche. Das bedeutet, dass eine sehr geringe Kanalhöhe eher aufgrund der Systemauslegung zu vermeiden wäre. Der Druckverlust hat also energetisch gesehen keinen wesentlichen Einfluss, ist aber bzgl. Machbarkeit der Auslegung des Systems bei Optimierung der Sammlergeometrie zu berücksichtigen.

Damit lassen sich zusammenfassend die vier folgenden Punkte als wesentlich bzgl. Wärmetransportverhalten von Sammlern festhalten:

- Die (nicht degradierte) Wärmleitpaste hat einen untergeordneten Einfluss auf die Wärmetransportfähigkeit des Sammlers.
- Der Wärmeübergang in das Solarkreisfluid und damit die Fläche, die für diesen zur Verfügung steht, haben wesentlichen Einfluss.
- Die Größe der Fläche, über die Wärme in das Fluid durch Konvektion abgegeben wird, ist maßgeblich durch die Querleitung in der Rohrwand und damit das Rohrwandmaterial beeinflusst.
- Der Druckverlust spielt primärenergetisch betrachtet nur eine geringe Rolle. Bei Sammlerentwicklung ist dieser aber bzgl. Anlagen- und Pumpenauslegung zu berücksichtigen.

7 Optimierungsansätze für Wärmerohrlösungen in Vakuumröhrenkollektoren

In Abschnitt 4.3.2 ist aufgezeigt worden, dass der Konversionsfaktor η_0 von VRK mit Wärmerohren um ca. ein bis vier Prozentpunkte unterhalb des Konversionsfaktors von direkt durchströmten VRK liegt. Dies liegt im geringeren internen Leitwert U_{int} begründet, da Wärmerohr und Sammler zusätzliche thermische Widerstände im Nutzwärmestrompfad der Kollektoren darstellen. Zusätzlich sind in Kapitel 6 die wesentlichen Einflussfaktoren auf die thermischen Leitwerte von Wärmerohr und Sammler sowie die Leistungsübertragungsgrenzen von Wärmerohren aufgezeigt worden.

Im Folgenden werden nun die möglichen Optimierungspotentiale von Wärmerohrlösungen für Vakuumröhrenkollektoren dargestellt. Zunächst wird allgemein das Optimierungspotential der Kollektorwirkungsgradkennlinie erläutert und im Folgenden Optimierungen der Einzelkomponenten Wärmerohr und Sammler durch theoretische Betrachtung als auch messtechnische Bewertung neu entwickelter Prototypen diskutiert.

7.1 Optimierungspotentiale

Die Optimierung der thermischen Leistungsfähigkeit des Kollektors durch verbessert wärmeübertragende Komponenten des Nutzwärmestrompfads muss berücksichtigen, dass nach Abbildung 4.20 mehrere klassische VRK-Typen mit Wärmerohren verfügbar sind. Typische Bauformen sind Dewar-VRK mit Wasser als Arbeitsmedium im Wärmerohr sowie VRK mit Glas-Metall-Verbund, flachem Absorber und entweder organischen Medien oder Wasser als Arbeitsmedium der Wärmerohre. Abbildung 7.1 stellt die theoretisch mögliche Verbesserung des Konversionsfaktors durch höhere thermische Leitwerte der Einzelkomponenten für alle drei VRK-Typen dar. Der Konversionsfaktor wurde dabei entsprechend Gleichung (4.1) mit Kollektorkoeffizienten nach Tabelle 4.4 berechnet. Der thermische Leitwert der Einzelkomponenten ist normiert auf die Werte entsprechend Abbildung 4.20 dargestellt.

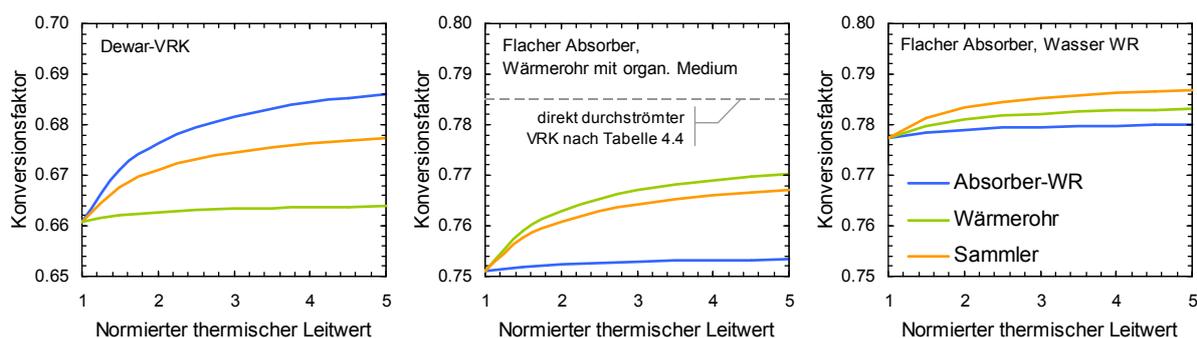


Abbildung 7.1: Verbesserungspotential des Konversionsfaktors durch Steigerungen der thermischen Leitwerte der Einzelkomponenten für drei exemplarische VRK-Ausführungen, Die Abszissen sind auf die Werte in Abbildung 4.20 normiert. Zur Berechnung des Konversionsfaktors sind Kollektorkennwerte entsprechend Tabelle 4.4 angesetzt worden.

Eine verbesserte Wärmetransportfähigkeit von Absorber, Wärmerohr und Sammler hat jeweils für die unterschiedlichen VRK-Typen unterschiedliche Auswirkungen. So kann für einen Dewar-VRK durch Verbesserung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs keine Verbesserung des Konversionsfaktors erreicht werden. Der begrenzende Faktor ist hier die

thermische Anbindung der Absorberoberfläche durch Wärmeleitbleche an den Wärmerohrverdampfer. Eine Verbesserung der thermischen Leitfähigkeit dieser Komponente um den Faktor 3 würde zu einem um zwei Prozentpunkte höheren Konversionsfaktor führen. Auch die Optimierung des Sammlers (Sam-2 nach Abbildung 4.15) führt zu einer leichten Verbesserung des thermischen Leitwerts. Für VRK mit flachem Absorber stellt sich jeweils dar, dass eine Optimierung der thermischen Anbindung von Absorberoberfläche zu Wärmerohrverdampfer keine Verbesserung des Kollektorwirkungsgrads ergibt. Für VRK mit flachem Absorber und Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium ist anzumerken, dass der Kollektorwirkungsgrad bereits nah an dem von direkt durchströmten VRK liegt und eine Optimierung von Sammler (Sam-2 nach Abbildung 4.15) und Wärmerohr ebenfalls keine signifikante Auswirkung auf den Kollektorwirkungsgrad hat.

Für VRK mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien stellt sich der Sachverhalt anders dar. Hier liegt der Konversionsfaktor für marktübliche Ausführungen ca. vier Prozentpunkte unterhalb des direkt durchströmten VRK. Dies ist mit dem geringeren thermischen Leitwert von Wärmerohren mit organischen Medien als auch durch den hier exemplarisch angenommenen Sammler nach Typ Sam-3 zu begründen. Damit führt hier eine Verbesserung der thermischen Leitwerte der Komponenten sehr wohl zu einer Verbesserung des Konversionsfaktors. So kann mit einer Verdopplung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs bereits eine Steigerung des Konversionsfaktors um 1,2 Prozentpunkte erreicht werden. Durch eine Verdreifachung der thermischen Leitwerte von Wärmerohr und Sammler würde der Kollektor theoretisch ca. den Konversionsfaktor eines direkt durchströmten VRK erreichen, was eine Verbesserung um über drei Prozentpunkte bedeuten würde.

Damit ist eine Optimierung von Wärmerohr und Sammler insbesondere für VRK mit flachem Absorber und Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien interessant. Anders herum kann aber auch ausgesagt werden, dass diese Kollektoren einen geringen Kollektorwirkungsgrad im Vergleich zu direkt durchströmten VRK aufweisen. Wie schon in vorherigen Kapiteln dargestellt bieten diese aber einen wesentlichen Vorteil: Durch die Austrocknungsgrenze der Wärmerohre kann eine Minderung der Belastung des Solarkreises im Stagnationsfall erreicht werden. Dieser Vorteil ist signifikant und kann zu deutlichen Vereinfachungen des Solarkreises und damit der solarthermischen Systeme führen. Die möglichen Vereinfachungen des Solarsystems bei Verwendung dieser Kollektorart werden in Abschnitt 9.3 diskutiert.

Aufgrund dieser Tatsachen wird die Optimierung von Wärmerohrlösungen für VRK auf Stagnationstemperatur mindernde VRK mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien fokussiert. Die theoretisch erreichbare Steigerung des Konversionsfaktors durch verbesserte Wärmerohre und Sammler ist bereits genannt worden. In Abschnitt 6.3.2 ist dargestellt, dass die Steigerung des thermischen Leitwerts zusätzlich zu einer (bezogen auf das Kondensatortemperaturniveau) schärferen Abschaltung der Wärmeübertragung im Wärmerohr durch die Austrocknungsgrenze führen kann. Die Abschaltung im Kollektor ist allerdings nicht auf die Kondensatortemperatur, sondern auf die mittlere Fluidtemperatur des Solarkreisfluids zu beziehen, da ja genau diese Temperatur im Stagnationsfall begrenzt werden soll. Somit ist das Bauteil Sammler als thermischer Widerstand zwischen Kondensator- und Fluidtemperatur bzgl. Schärfe der Abschaltung des Kollektors ebenfalls mit zu berücksichtigen. Es führen also sowohl die Verbesserung des Leitwerts der Wärmerohre als auch der Sammler zu einem günstigeren Abschaltverhalten. Abbildung 7.2 stellt dazu den Einfluss der Verbesserung der thermischen Leitwerte von Wärmerohr und Sammler auf den Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit der mittleren Fluidtemperatur dar. Die Kollektorwirkungsgradkurve bis zum

Einsetzen der Austrocknung der Wärmerohre ist dabei mit in Abbildung 7.2 dargestellten Kollektorkennwerten ermittelt worden. Die Standardwerte der thermischen Leitwerte von Wärmerohr und Sammler und damit des internen Leitwerts U_{int} sind wieder entsprechend Abbildung 4.20 angesetzt worden. Die Abschaltung der Wärmeübertragung ist mittels des neu entwickelten Modells zur Berechnung der Austrocknungsgrenze berechnet worden. Das bedeutet, dass die thermischen Verluste des Sammlers nicht mit abgebildet werden und nicht berücksichtigt wird, dass das Wärmerohr bei weiterer Temperaturerhöhung weiterhin eine geringe Menge an Wärme transportiert. Vergleich von Austrocknungsmodell mit Kollektorleistungsmessungen von VRK mit Abschaltfunktion zeigen allerdings, dass die Abschätzung der Stagnationstemperatur im Kollektor mittels dieser Vorgehensweise relativ gut abgebildet werden kann.

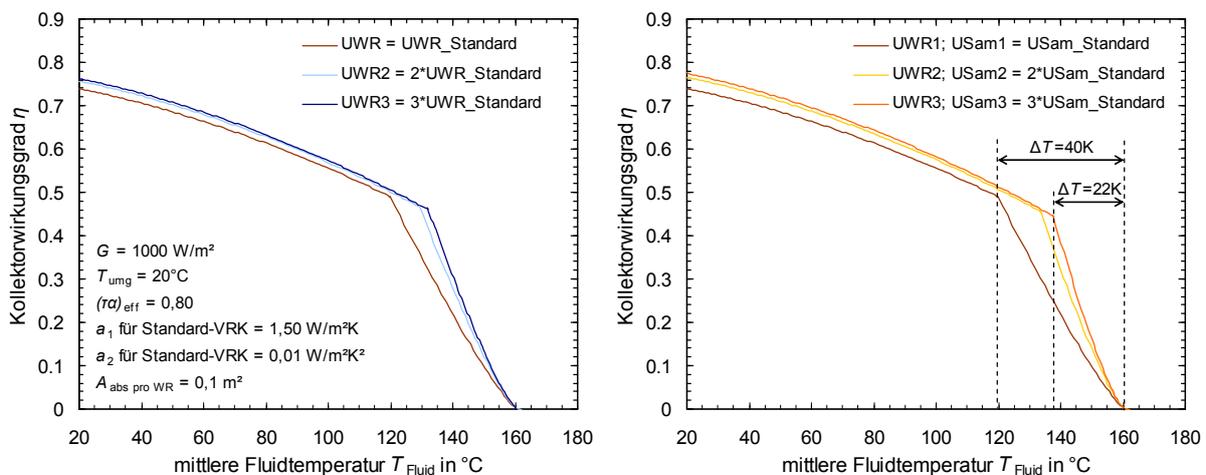


Abbildung 7.2: Berechneter Einfluss von thermischem Leitwert des Wärmerohrs (links) und zusätzlich des thermischen Leitwerts des Sammlers (rechts) auf den Kollektorwirkungsgrad von VRK mit einem Alkan als Arbeitsmedium im Wärmerohr und damit Stagnationstemperaturbegrenzung durch die Austrocknungsgrenze der Wärmerohre

Die Verbesserung des Konversionsfaktors ist gleich den Ergebnissen aus Abbildung 7.1. Für die typischen thermischen Leitwerte von Wärmerohr und Sammler stellt sich bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m^2 dar, dass von Beginn der Abschaltung (Knicktemperatur) bis zum Erreichen der Stagnationstemperatur – bei der die Kollektorleistung sowie der Kollektorwirkungsgrad gleich null sind – ca. eine Temperaturdifferenz von 40 K vorliegt. Durch die Verbesserung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs um den Faktor 3 kann diese Temperaturdifferenz um ca. 13 K gesenkt werden (Abbildung 7.2 links). Wird zusätzlich der thermische Leitwert des Sammlers um den Faktor 3 verbessert, so ergibt sich eine Temperaturdifferenz von nur noch ca. 22 K (Abbildung 7.2 rechts). Damit kann also theoretisch eine signifikante Steigerung der Schärfe der Abschaltung erreicht werden. Die Stagnationstemperatur könnte also im Umkehrschluss nochmals um 20 K gesenkt werden. Zusätzlich kann nach Abbildung 6.17 durch eine höhere Füllmenge eines anderen Arbeitsmediums zusätzlich eine schärfere Abschaltung möglich sein.

Das bedeutet, dass die Steigerung des thermischen Leitwerts von Wärmerohren unter Beachtung der Wahl des Arbeitsmediums bzgl. Austrocknungsgrenze sowie die Steigerung des thermischen Leitwerts des Sammlers Optimierungspotentiale sind. Dies gilt nur für den VRK-Typ mit Glas-Metall-Verbund, flachem Absorber und Wärmerohren mit organischen

Arbeitsmedien. Zusätzlich kann eine Kupfersubstitution durch die Verwendung von anderen Metallen als Wärmerohrwandmaterial zu einer Kostensenkung der Kollektoren führen. Diese genannten Optimierungsmöglichkeiten werden im Folgenden jeweils separat diskutiert.

7.2 Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit der Wärmerohre

7.2.1 Optimierter Kondensationswärmeübergang

Wie in Abschnitt 6.2 diskutiert ist der Kondensationswärmeübergang maßgeblich für die Wärmeübertragungsfähigkeit von Gravitationswärmerohren für Sonnenkollektoren und damit deren thermischen Leitwert. Dies ist durch die kleinen Abmessungen des Kondensators im Vergleich zum Verdampfer begründet. Damit stellt sich auch die wesentliche Optimierungsmöglichkeit dar – die Vergrößerung der für die Kondensation zur Verfügung stehenden Innenoberfläche des Kondensators. Zusätzlich wurde in Abschnitt 6.2 dargelegt, dass der Kondensationswärmeübergangskoeffizient maßgeblich von der Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Arbeitsmediums abhängt.

Im Folgenden wird anhand von messtechnischen Untersuchungen von neu entwickelten Wärmerohr-Prototypen aufgezeigt, inwiefern eine Verbesserung des thermischen Leitwerts erreicht werden kann. Dabei sind zunächst folgende Überlegungen eingeflossen: Eine Vergrößerung der Innenoberfläche des Kondensators kann durch eine direkte Vergrößerung des Kondensators erreicht werden, was eine Vergrößerung von Durchmesser und bzw. oder Länge des Wärmerohrs bedeutet. Hierbei stellt sich nachteilig dar, dass neue Sammlergeometrien notwendig werden. Einerseits muss das Sammelrohr umgestaltet werden, um die Kondensatoren aufnehmen zu können und zusätzlich sollte das Sammlergehäuse in seinen Ausmaßen nicht größer werden, um das ohnehin schlechte Brutto- zu Absorberflächenverhältnis von VRK nicht noch weiter zu verschlechtern. Aus diesem Grund ist zunächst die Vergrößerung der Innenoberfläche durch eine neue Kondensatorgeometrie mit gleichen Außenabmaßen und Innenberippung untersucht worden.

Bzgl. der Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmediums können andere Arbeitsmedien mit besseren Stoffeigenschaften zu einem höheren thermischen Leitwert von Wärmerohren führen. Für die Wahl des Arbeitsmediums ist aber zusätzlich die Austrocknungsgrenze zur Stagnationstemperaturminderung zu berücksichtigen. Neue Arbeitsmedien werden unter Abschnitt 7.2.2 untersucht. Eine Steigerung der Wärmeleitfähigkeit eines fest gesetzten Arbeitsmediums kann durch die Zugabe von Nanopartikeln erreicht werden. Dieser Ansatz wird in diesem Abschnitt untersucht.

Oberflächenvergrößerung der Kondensationsfläche durch Innenrippen

Zur Bewertung des Einflusses der Vergrößerung der Innenoberfläche sind mehrere Wärmerohre mit Pentan als Arbeitsmedium auf ihren thermischen Leitwert hin vermessen worden. Alle Prüflinge besaßen dabei eine Verdampferlänge von 1,9 m, einen Verdampferinnendurchmesser von 9 mm, eine Kondensatorlänge von 50 mm und einen Kondensatorinnendurchmesser von 20 mm. Einerseits wurden Prüflinge ohne Innenberippung und andererseits ein Prüfling mit Innenberippung des Kondensators untersucht. Abbildung 7.3 stellt die Querschnitte der Kondensatoren der untersuchten Wärmerohr-Prüflinge schematisch dar.

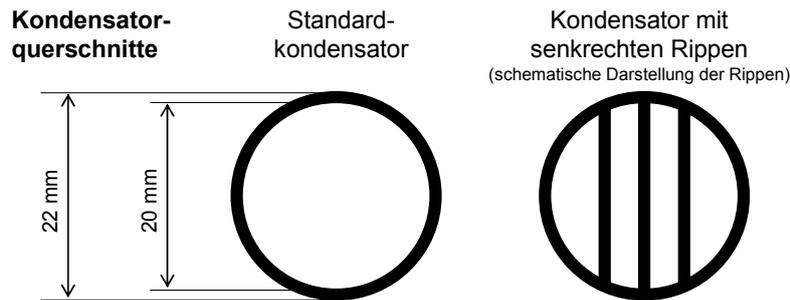


Abbildung 7.3: Schematische Darstellung der Kondensatorquerschnitte für die Prüflinge mit Standardkondensator ohne Innenrippen und für den neu entwickelten Prüfling mit senkrechten Innenrippen

Die Innenrippen im Kondensator sind wie genannt in Abbildung 7.3 nur schematisch zur Erläuterung dargestellt. Real führen die Rippen zu einer Oberflächenvergrößerung des Kondensators um den Faktor 2,2. Zur Bewertung der Verbesserung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs aufgrund Vergrößerung der Innenoberfläche des Kondensators wurden die thermischen Leitwerte abhängig von der übertragenen Leistung für mehrere Temperaturniveaus bestimmt. Abbildung 7.4 stellt die thermischen Leitwerte für eine Kondensatortemperatur von 40°C für zwei Wärmerohre ohne Innenrippen und für ein Wärmerohr mit Innenrippen dar. Die Innenrippen wurden innerhalb der Versuchsreihen in ihrem Ausrichtungswinkel verändert. Dazu wurde das Wärmerohr unterschiedlich ausgerichtet. Dargestellt sind die Ergebnisse für eine senkrechte Ausrichtung der Rippen in Bezug auf das Wärmerohr, was ein Winkel der Rippenoberflächen zur Horizontalen von 90° bedeutet und eine waagerechte Ausrichtung in Bezug auf das Wärmerohr, was bei einer Wärmerohrneigung von 45° einen Winkel der Rippenoberflächen zur Horizontalen von 45° bedeutet.

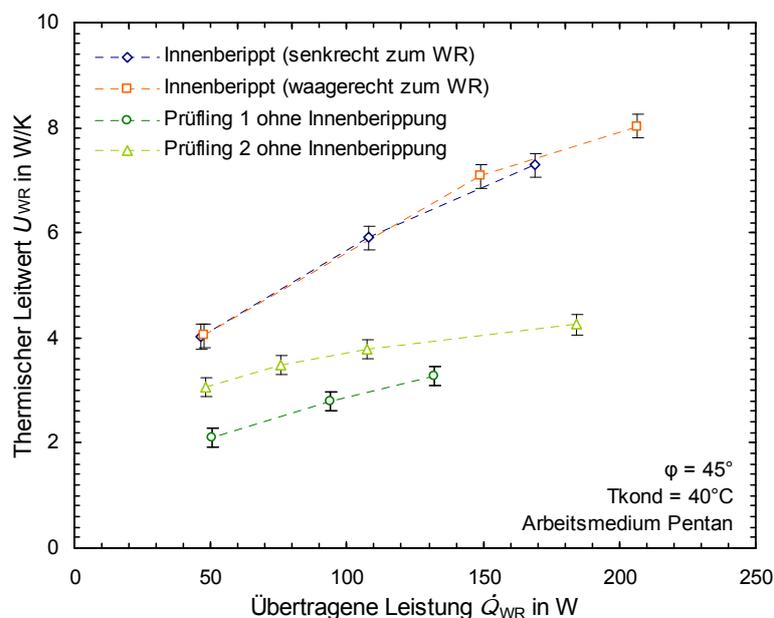


Abbildung 7.4: Messergebnisse des Vergleichs von thermischem Leitwert von Wärmerohrprüflingen ohne sowie mit Innenberippung des Kondensators für eine Kondensatortemperatur von 40°C in Abhängigkeit der übertragenen Leistung

Zunächst stellt sich dar, dass grundsätzlich geringere thermische Leitwerte für geringere übertragene Leistungen ermittelt wurden. Dies deutet auf Inertgaseinschlüsse in den Wärmerohren hin. Des Weiteren liegt eine Varianz der thermischen Leitwerte der Wärmerohre ohne Innenberippung vor. Dies wird durch unterschiedliche Mengen an eingeschlossenen Inertgasen verursacht sein. Für den Vergleich mit dem innenberippten Wärmerohr wird der Mittelwert der Messergebnisse der Standard-Wärmerohre herangezogen. So stellt sich dar, dass für eine übertragene Leistung von 100 W der thermische Leitwert um den Faktor 1,7 größer und für eine übertragene Leistung von 200 W ca. um den Faktor 1,8 größer ist. Die Abschätzung durch Berechnung ergibt einen Faktor für die Verbesserung des thermischen Leitwerts von ca. 2,1 da die Oberfläche fast eins zu eins eingeht. Damit liegt eine Abweichung von Berechnung und Messung vor, die aufgrund folgender Unsicherheit als zulässig betrachtet wird: Die Inertgasmenge in den Wärmerohrproben variiert. Dies konnte durch den Vergleich der thermischen Leitwerte der Proben ohne Innenrippen gezeigt werden. So wird die Inertgasmenge im Wärmerohr mit Innenrippen ebenfalls nicht gleich derer der Wärmerohre ohne Innenrippen sein. Der Einfluss auf den thermischen Leitwert birgt die Unsicherheit der messtechnischen Bestimmung der Verbesserung des thermischen Leitwerts.

Zusätzlich zeigt sich, dass die Neigung der Innenrippen von 90° bis 45° gegenüber der Horizontalen keinen Einfluss besitzt. Nach [Baehr 2004] ist der Einfluss der Neigung oberhalb 45° auf die Kondensation auf geneigten Ebenen relativ gering, was damit in den Messungen bestätigt wurde. Einer Ausrichtung von Vakuumröhren mit Wärmerohren mit Innenrippen im Kollektor bei ungünstiger Ausrichtung der Kollektorebene würde damit nichts im Wege stehen. Grundsätzlich konnte damit gezeigt werden, dass die Oberflächenvergrößerung wie vermutet ungefähr zur abgeschätzten Verbesserung des thermischen Leitwerts führt. Es ist ein Prüfling umgesetzt worden, der zu einem fast doppelt so guten thermischen Leitwert bei gleichem Arbeitsmedium und Außenabmaßen des Wärmerohrs führt.

Einfluss von Nanopartikeln auf den Wärmetransport im Wärmerohr

Wie genannt ist zusätzlich die Verbesserung des thermischen Leitwerts durch die Verwendung von Nanofluiden messtechnisch untersucht worden. Der Einsatz von Nanofluiden in Wärmerohren ist bereits in etlichen Veröffentlichungen diskutiert worden. So hat [Humincic 2011] Kupfergravitationswärmerohre mit Wasser als Arbeitsmedium mit zwei bis fünf Prozent Eisenoxid Nanopartikeln mit einer Größe von 4–5 nm untersucht. Sie zeigt auf, dass der thermische Leitwert des Wärmerohrs zwischen fünf und 30% gesteigert werden konnte. Sowohl Kondensations- als auch Verdampfungswärmeübergang sollen sich verbessert haben. Dies soll durch Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmedium und Schaffung einer porösen Oberfläche durch Anlagerung von Nanopartikeln und damit geringem Kontaktwinkel von Fluid zu Wand und damit geringerer Filmdicke erreicht worden sein. Eine weitere experimentelle Untersuchung zu Wärmerohren mit Wasser und Nanopartikeln ist in [Kang 2006] dargestellt. Dort sind Wärmerohre mit Axialrillen mit einer Breite von 200 μm und Wasser als Arbeitsmedium mit 10 und 35 nm Silberpartikeln untersucht werden. Die Menge an Nanopartikeln wurde zwischen einem und 100 mg/l variiert, wobei bis zu 50 mg/l eine Steigerung des Leitwerts festgestellt wurde. 100 mg/l brachte keine weitere Verbesserung. Es wird nicht angegeben ist, ob sich der Kondensationswärmeübergang auch verbessert hat. Es wird ebenfalls gezeigt, dass die größeren Partikel mit 35 nm zu besseren Ergebnissen als die Partikel mit 10 nm führen. [Noie 2009] hat ebenfalls Gravitationswärmerohre mit Wasser als Arbeitsmedium messtechnisch untersucht und für Aluminiumoxid

Nanopartikel mit einer Größe von 100 nm und einem Volumenanteil von ein bis drei Prozent eine Verbesserung des Wärmetransports im Wärmerohr gegenüber reinem Wasser mit ca. 15% angegeben. Nicht alle Veröffentlichungen sprechen allerdings von Verbesserungen durch Nanopartikel. [Mehta 2007] z. B. stellt dar, dass durch die Verwendung von Kupfer- und Aluminiumoxid-Partikeln keine Verbesserungen erreicht werden konnten. Es wurden Partikelgrößen von 10 nm bis 50 nm bei einem Prozent Gewichtsanteil untersucht. Die Untersuchungen wurden mit einem Wärmerohr mit langem Kondensator und kürzerem Verdampfer durchgeführt. [Mehta 2007] wirft dabei die Frage auf, ob die verwendeten Nanopartikel durch die Dampfströmung überhaupt in den Kondensator transportiert werden, diskutiert es aber nicht weiter.

Die Thematik ist also spannend genug, um es auf einen Versuch ankommen zu lassen. Als Wärmerohrgeometrie haben wir ein Kupferrohr mit Verdampferlänge von 1,8 m sowie einer Kondensatorlänge von 80 mm bei einem Rohrrinnendurchmesser von 8 mm verwendet. Das grundsätzliche Arbeitsfluid ist Aceton, wobei jeweils ca. 3 g Aceton befüllt wurden. Bei den Nanopartikeln handelt es sich um 10–15 nm Kupferpartikel mit einer Konzentration von 50 mg/l, die als Suspension in Aceton von der Fa. Particular bezogen wurden. Es wurden zum Vergleich wieder die thermischen Leitwerte zweier Wärmerohre mit und ohne Nanopartikel unter Variation von übertragener Leistung und Temperaturniveau messtechnisch bestimmt. Abbildung 7.5 stellt die Ergebnisse dar.

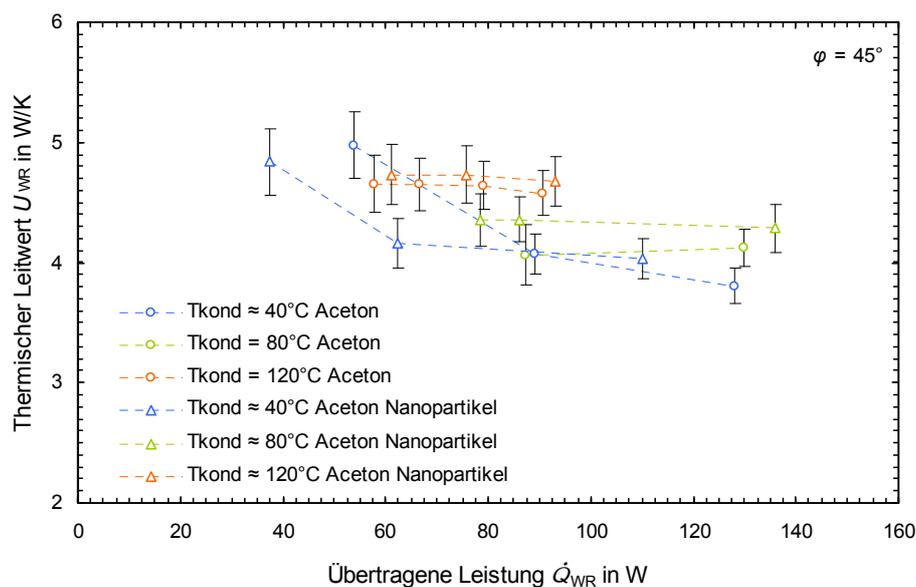


Abbildung 7.5: Vergleich der gemessenen thermischen Leitwerte von einem Wärmerohr mit Aceton mit Nanopartikeln im Vergleich zu einem Wärmerohr mit reinem Aceton als Arbeitsmedium

Grundsätzlich ist festzustellen, dass es sich um qualitativ hochwertige Wärmerohr-Prototypen handelt. Die thermischen Leitwerte liegen bei geringen übertragenen Leistungen höher, was auf einen geringen Einschluss an Inertgasen hindeutet. Der Vergleich der Wärmerohre untereinander für die Kondensatortemperatur von 40°C zeigt auf, dass das Wärmerohr ohne Nanopartikel für kleinere Leistungen höhere Leitwerte aufzeigt. Hier könnte vermutet werden, dass dies durch leicht unterschiedliche Restinertgasmengen verursacht wird. Für höhere Temperaturniveaus liegt der Leitwert des Wärmerohrs mit Nanopartikeln

innerhalb der Messunsicherheiten oberhalb des Leitwerts des Wärmerohrs ohne Nanopartikel. Grundsätzlich kann also keine relevante Verbesserung festgestellt werden; zusätzlich überwiegt der Einfluss der Inertgasmenge. Damit wäre zu vermuten, dass die Nanopartikel vom Dampfstrom nicht in den Kondensatorraum gespült werden und damit auch nicht im Kondensatfilm vorliegen. Dies ist auch nur in [Huminic 2011] explizit genannt worden, wo eine Verbesserung des Kondensationswärmeübergangs durch Nanopartikel mit einer Größe von 5 nm festgestellt worden sein soll. Auf Grund der wenig versprechenden Ergebnisse sind die Untersuchungen auf diesem Gebiet nicht fortgeführt worden.

7.2.2 Neue Arbeitsmedien zur Temperaturbegrenzung

Es ist gezeigt worden, dass die Vergrößerung der Innenoberfläche des Kondensators und die Steigerung der Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase eines spezifischen Arbeitsmediums zur Verbesserung des Kondensationswärmeübergangs und damit des thermischen Leitwerts von Gravitationswärmerohren für Kollektoren beitragen können. Daneben kann auch durch die Wahl des Arbeitsmediums selbst der thermische Leitwert des Wärmerohrs sowie das Abschaltverhalten durch die Austrocknungsgrenze beeinflusst werden. In den Abschnitten 4.1.1 und 6.2 ist aufgezeigt worden, dass organische Arbeitsmedien grundsätzlich weitaus geringere thermische Leitwerte als Wasser aufweisen. Wasser wird allerdings nicht weiter betrachtet, da hier die Optimierung von Stagnationstemperatur begrenzenden Wärmerohren verfolgt wird. Somit besteht die Aufgabe darin, weitere organische Arbeitsmedien bzgl. ihrer Eignung zur Steigerung des thermischen Leitwerts im Vergleich zu bereits bestehenden Lösungen zu ermitteln. Zusätzlich muss untersucht werden, inwiefern die jeweiligen Arbeitsmedien für eine Temperaturbegrenzung im Kollektor geeignet sind.

Mögliche Arbeitsmedien

Mit dem in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Modell zur Berechnung des thermischen Leitwerts von Wärmerohren können mögliche neue Arbeitsmedien bzgl. ihres Einflusses auf den thermischen Leitwert hin untersucht werden. (Grundsätzlich ist eine Bewertung der Arbeitsmedien auch grob durch den Vergleich ihrer Wärmeleitfähigkeiten möglich.) Des Weiteren muss beachtet werden, ob die Arbeitsmedien für das jeweilige Wärmerohrmaterial geeignet sind. Dieser Aspekt wird in Abschnitt 9.1 behandelt. Marktüblich sind Hexan und Pentan, wobei zu Beginn des Einsatzes von Wärmerohren in VRK in den 1980ern auch Methanol sowie FCKW eingesetzt wurden (vgl. Abschnitt 2.1).

Zunächst wird theoretisch aufgezeigt, welche organischen Arbeitsmedien zu einer Verbesserung des thermischen Leitwerts der Wärmerohre führen können. Zusätzlich wird auf die Abschaltung der Wärmerohre bei Verwendung dieser Arbeitsmedien eingegangen. Dazu wird zunächst eine Wärmerohrgeometrie mit einer Verdampferlänge von 1,75 m, einem Verdampferinnendurchmesser von 20 mm, einer Transportzonlänge von 0,1 m, einer Kondensatorlänge von 50 mm und einem Kondensatorinnendurchmesser von 8 mm definiert, was üblichen Abmaßen von kommerziell in Kollektoren eingesetzten Wärmerohren entspricht. Es werden exemplarisch verschiedene organische Arbeitsmedien durch Berechnung des thermischen Leitwerts des Wärmerohrs bewertet. Abbildung 7.6 stellt die Ergebnisse für eine Auswahl an Arbeitsmedien vergleichend dar. Es sind die thermischen Leitwerte des Wärmerohrs in Abhängigkeit der übertragenen Leistung für ein Kondensatorniveau von 40°C dargestellt.

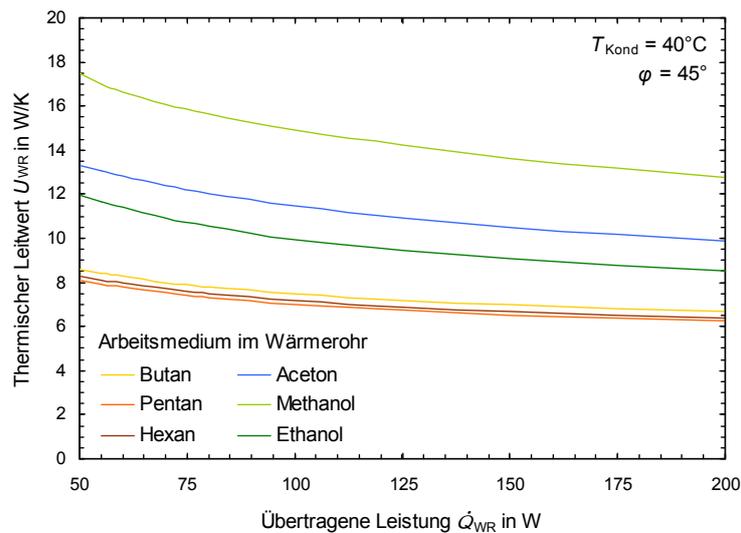


Abbildung 7.6: Berechnung der thermischen Leitwerte bei einer Kondensatortemperatur von 40°C für mehrere organische Arbeitsmedien in Gravitationswärmerohren

Der thermische Leitwert von Wärmerohren mit Alkanen liegt bei einer übertragenen Leistung von 100 W für Butan, Pentan und Hexan im Bereich von 7,2 W/K. Grundsätzlich ist anzumerken, dass in der Realität durch das Vorhandensein von Restinertgasmengen dieser Wert nicht ganz erreicht werden kann. Dieser Aspekt ist bereits innerhalb der Validierung des Modells zur Berechnung des thermischen Leitwerts in Abschnitt 6.1.2 erläutert worden. Bei Verwendung von Aceton zeigt die Berechnung, dass der Leitwert bei einer Leistung von 100 W um knapp 60% gesteigert werden kann. Für Methanol stellt sich gegenüber Alkanen bei einer Leistung von 100 W ca. eine Verdopplung des thermischen Leitwerts dar und gegenüber Aceton eine Steigerung um 30%. Der Leitwert von Wärmerohren mit Ethanol liegt nach der Berechnung hingegen unterhalb von Aceton. Damit scheinen sowohl Aceton als auch Methanol interessante Arbeitsmedien bzgl. Steigerung des thermischen Leitwerts zu sein. Weitere Arbeitsmedien wie z. B. Ammoniak mit einer im Vergleich zu Alkanen und auch den Alkoholen sehr hohen Wärmeleitfähigkeit sind denkbar. Ammoniak wurde allerdings nicht weiter untersucht, da dessen kritische Temperatur mit 132°C relativ gering liegt und es zusätzlich sehr hohe Dampfdrücke aufweist, was große Rohrwandstärken bedingt (siehe dazu auch Abschnitt 9.1).

Es stellt sich zusätzlich die Frage, inwiefern die Arbeitsmedien eine Stagnationstemperaturbegrenzung im Kollektor ermöglichen können. Dazu werden die Austrocknungsgrenzen mit dem neu entwickelten Modell ermittelt. Hierbei wird wieder die oben aufgezeigte Standardgeometrie verwendet. Als Zielgröße kann z. B. die Abschalttemperatur definiert werden, ab der keine Leistung mehr vom Wärmerohr durch den zweiphasigen Kreisprozess übertragen wird. Exemplarisch ist diese Größe auf Werte von 120°C und 160°C für folgende Parametervariation festgelegt worden. Mittels des Modells für die Austrocknungsgrenze kann nun für alle in Abbildung 7.6 dargestellten Wärmerohre die benötigte Masse an Arbeitsmedium ermittelt werden, mit der die geforderten Abschalttemperaturen erreicht werden können. Abbildung 7.7 stellt die berechneten Austrocknungsgrenzen in Abhängigkeit der Fluidtemperatur dar. Zur Darstellung der Austrocknung über der Fluidtemperatur sind der thermische Leitwert der Wärmerohre nach Abbildung 7.7 sowie der thermische Leitwert des Sammlers

Sam-3 (vgl. Abbildung 4.20) berücksichtigt worden. Butan kann aufgrund seiner geringeren kritischen Temperatur eine Abschalttemperatur von 160°C nicht erreichen und ist damit für diesen Fall nicht dargestellt.

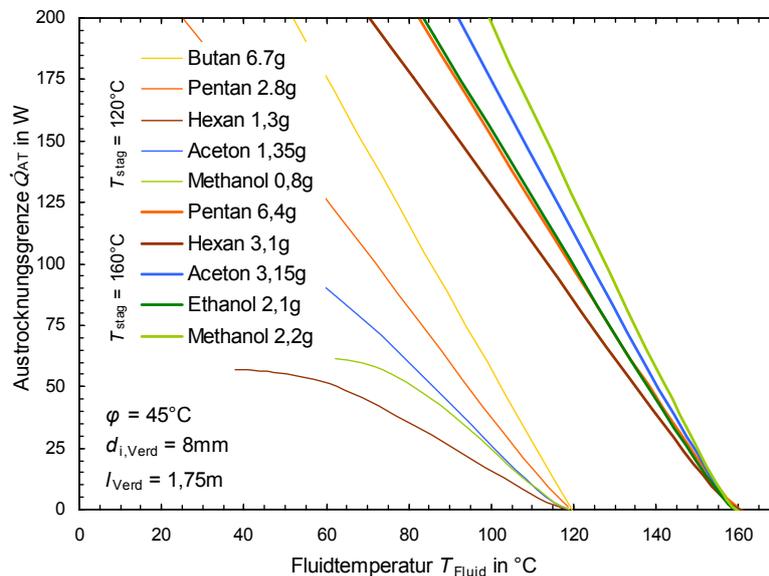


Abbildung 7.7: Berechnete Austrocknungsgrenzen für verschiedene organische Arbeitsmedien für eine Abschalttemperatur von 120°C und 160°C bezogen auf die Fluidtemperatur des Solarkreisfluids

Für eine Abschalttemperatur von 120°C stellt sich dar, dass aufgrund der geringen benötigten Masse an Arbeitsmedium von Aceton und Methanol diese Wärmeröhre trotz ihrer hohen thermischen Leitwerte zu einer unscharfen Abschaltung führen. Es sei zu bemerken, dass dies nur für die genannte Geometrie des Wärmerohrs gilt. Am geeignetsten erscheint neben Pentan auch Butan. Allerdings ist zu bemerken, dass die Abschaltung aufgrund des real geringer erwarteten thermischen Leitwerts der Wärmeröhre unschärfer ausfallen wird und damit von einer negativen Beeinflussung des Betriebsbereichs des Kollektors auszugehen ist. Für eine Abschaltung mit einer Abschalttemperatur mit 120°C müsste aus diesem Grund zusätzlich z. B. eine Oberflächenvergrößerung des Kondensators oder ein verbesserter Sammler eingesetzt werden. Bei einer Abschalttemperatur von 160°C zeigt sich, dass sowohl Methanol als auch Aceton zu den schärfsten Abschaltungen führen. Pentan führt trotz der höheren Masse an Arbeitsmedium aufgrund des geringeren thermischen Leitwerts zu einer leicht unschärferen Abschaltung. Damit ist theoretisch aufgezeigt worden, dass neue Arbeitsmedien wie Aceton und Methanol sowie Butan zu einer Optimierung der Abschaltung führen können.

Messtechnische Bewertung neuer Arbeitsmedien

Neben der Recherche nach möglichen neuen Arbeitsmedien sowie der theoretische Bewertung mittels der entwickelten Modelle zur Berechnung des thermischen Leitwerts und der Austrocknungsgrenze sind mehrere neue Arbeitsmedien auch messtechnisch bewertet worden. Hierbei sind Aceton als auch Methanol ausgewählt worden, da diese im Vergleich zu Alkanen zu weitaus höheren thermischen Leitwerten von Gravitationswärmeröhren führen sollen. Es sind mehrere Wärmerohr-Prototypen zur messtechnischen Bewertung des Ein-

flusses der Wahl des Arbeitsmediums gefertigt worden. Die Abmaße und Füllmengen an Arbeitsmedium der Wärmerohre sind in Tabelle 7.1 gelistet.

Tabelle 7.1: Geometrische Abmaße und Arbeitsmedium der zur Validierung der Verbesserung des thermischen Leitwerts durch neue Arbeitsmedien herangezogenen Wärmerohr-Prototypen

Prüfling	l_{Kond} in mm	$d_{\text{a,Kond}}$ in mm	$d_{\text{i,Kond}}$ in mm	l_{Verd} in mm	$d_{\text{a,Verd}}$ in mm	$d_{\text{i,Verd}}$ in mm	Rohr- material	Medium	Masse in g
WR-P-04	80	8	6	1675	8	6	Kupfer	Pentan	3,8 g
WR-P-09	80	8	6	1675	8	6	Kupfer	Aceton	2.2 g
WR-P-01	80	10	8,4	1600	10	8,4	Aluminium	Aceton	4,1 g
WR-P-10	80	10	8,4	1550	10	8,4	Aluminium	Methanol	1,8 g

Die Wärmerohre verfügen über einen kleineren Wärmerohrkondensator als die weiter oben in diesem Abschnitt genannte Standardgeometrie. Die Messergebnisse der thermischen Leitwerte können damit nicht direkt mit den berechneten Werten in Abbildung 7.6 verglichen werden. Allerdings wurden die Messergebnisse von WR-P-01 sowie WR-P-04 bereits innerhalb der Validierung des Modells aufgegriffen; in Abschnitt 6.1.2 ist der Vergleich von Berechnung und Messung gezeigt. Zur messtechnischen Bewertung des Einflusses der Wahl des Arbeitsmediums wurde der thermische Leitwert der Wärmerohre für mehrere Kondensatortemperaturniveaus in Abhängigkeit der Leistung bestimmt. Abbildung 7.8 stellt die Ergebnisse dar.

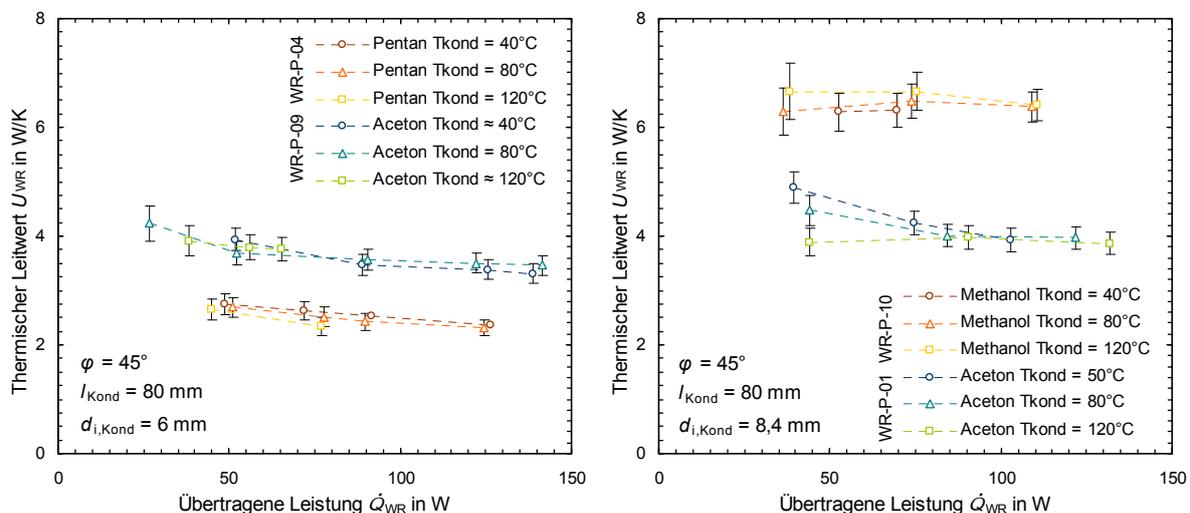


Abbildung 7.8: Messergebnisse der thermischen Leitwerte von Gravitationswärmerohren mit unterschiedlichen organischen Arbeitsmedien für Wärmerohre mit einem Innendurchmesser von 6 mm (links) und Wärmerohren mit einem Innendurchmesser von 8,4 mm (rechts)

Der Vergleich der thermischen Leitwerte von Wärmerohren mit Pentan sowie Aceton ist in Abbildung 7.8 links dargestellt, wobei der Innendurchmesser der Wärmerohre 6 mm beträgt. Es stellt sich dar, dass es sich wieder um qualitativ gute Wärmerohre mit geringen Mengen an Inertgaseinschlüssen handelt, da die thermischen Leitwerte für geringere übertragene Leistungen höher liegen. Der thermische Leitwert des Wärmerohrs mit Aceton liegt bei einer übertragenen Leistung von 100 W ca. um 50% über dem Leitwert des Wärmerohrs mit Pentan als Arbeitsmedium. Damit konnte die theoretisch vermutete Steigerung von 60% fast

erreicht werden. Der Vergleich von Aceton und Methanol als Arbeitsmedium ist in Abbildung 7.8 rechts dargestellt, wobei hier Wärmerohrinnendurchmesser von 8,4 mm vorlagen. Methanol führt zu einem gegenüber Aceton nochmals um ca. 60% gesteigerten Leitwert. Innerhalb der Abschätzung wurde hier nur eine Steigerung von 30% erwartet, womit dieses Ergebnis innerhalb der experimentellen Bewertung weit übertroffen wurde.

Damit ist sowohl theoretisch als auch mittels messtechnischer Bewertung neuer Wärmerohr-Prototypen aufgezeigt worden, dass weitaus höhere thermische Leitwerte von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien zur Stagnationstemperaturbegrenzung möglich sind. Die Eignung der untersuchten Arbeitsmedien zur Temperaturbegrenzung ist in diesem Abschnitt theoretisch betrachtet worden und in Abbildung 7.7 dargestellt. Die auf ihren thermischen Leitwert hin untersuchten Wärmerohrproben wurden ebenfalls auf ihre Austrocknungsgrenze hin untersucht. Die Ergebnisse sind teilweise bereits in Abschnitt 6.3.2 dargestellt und decken sich gut mit dem Modell zur Austrocknungsgrenze, warum sie hier nicht wiederholt werden. Es sei erneut darauf hingewiesen, dass nicht alle Kombinationen von Arbeitsmedium und Wärmerohrwandmaterial langzeitstabil sind, was in Abschnitt 9.1 genauer erläutert wird.

7.3 Kupfersubstitution durch Aluminium-Wärmerohre

Neben der Optimierung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren sind ebenso mögliche Kostenoptimierungspotentiale untersucht worden. Bzgl. optimaler geometrischer Abmessungen für einen möglichst geringen Materialeinsatz des Wärmerohrs sind zwei Punkte zu nennen: Der minimal mögliche Durchmesser ist für den Kondensator unter dem Aspekt der benötigten Fläche für den Kondensationswärmeübergang zu betrachten. Bzgl. des minimalen Durchmessers des Verdampfers sowie der Transportzone ist die Wechselwirkungsgrenze der beschränkende Faktor. Die Berechnung der Wechselwirkungsgrenze und damit das Werkzeug zur Auslegung des Durchmessers ist in Abschnitt 6.3.1 beschrieben. Zweitens stellt sich die Frage nach der minimal möglichen Wandstärke des Wärmerohrs. Dazu ist der auftretende maximale Innendruck im Wärmerohr zu beachten, der abhängig vom Arbeitsmedium ist. Dieser Aspekt wird in Abschnitt 9.1 unter Materialaspekten erörtert.

Neben der Minimierung des Materialeinsatzes kann eine Kostenreduktion ebenfalls durch die Wahl des Wärmerohrmaterials ermöglicht werden. Typischerweise werden Wärmerohre für Sonnenkollektoren aus Kupfer gefertigt. Eine Substitution von Kupfer mit Aluminium oder Edelstahl ist denkbar. Die Verwendung von Edelstahl als Rohrmaterial für Wärmerohre ist innerhalb anderer Anwendungsgebiete gängige Praxis und wenig problematisch. Für den Einsatz im Kollektor ist Aluminium z. B. deswegen interessant, weil in Flachkollektoren das Absorberblech typischerweise aus Aluminium gefertigt ist und damit gleiche thermische Ausdehnungskoeffizienten der beiden Bauteile vorliegen würden. Der Einsatz von Aluminium in Wärmerohren ist neben Edelstahl auch schon intensiv untersucht worden. So stellen z. B. [Faghri 1995] und [Reay 2006] Ergebnisse etlicher Veröffentlichungen zusammen und benennen, welche Arbeitsmedien mit Aluminiumrohren verträglich sind. Eine Auflistung dazu ist in Abschnitt 9.1 zu finden. So wird unter anderem berichtet, dass Aceton als Arbeitsmedium gut geeignet ist. Dieser Ansatz wird verfolgt und die Möglichkeit der Umsetzung von Aluminium-Wärmerohren mit Aceton als Arbeitsmedium durch Entwicklung, Fertigung und messtechnische Untersuchung von Wärmerohr-Prototypen bewertet.

Zur Befüllung der Wärmerohre ist das in Kapitel 5 dargestellte Befüllverfahren eingesetzt worden. Der Befüllvorgang unterscheidet sich dabei nicht gegenüber der Befüllung von Kupfer-Wärmerohren. Die Verschluss technik der Wärmerohre musste allerdings neu entwickelt werden. Es wurde sowohl der Verschluss der Wärmerohre durch WIG-Schweißen als auch Hartlöten untersucht. Beide Verschluss techniken wurden dabei auf verschiedene Aluminiumlegierungen angewendet und sind in Abbildung 7.9 dargestellt. Es hat sich gezeigt, dass mittels des Verschlusses durch Hartlot eine reproduzierbare Gasdichtheit der Wärmerohre erreicht werden konnte. Die Hartlötung wurde dementsprechend für alle untersuchten Aluminium-Wärmerohre eingesetzt. Die Verschluss technik ist dabei zur Fertigung von Wärmerohr-Prototypen entwickelt worden und unterlag keiner Weiterentwicklung hin zu einer Verschluss technik für die industrielle Wärmerohrfertigung.



Abbildung 7.9: Untersuchte Verschluss-Techniken für die Herstellung von Aluminium-Wärmerohren, WIG-Schweißen (links) und Hartlötung mit linearer Verquetschung des Wärmerohrs (rechts)

Die Gebrauchsdauertauglichkeit von Aluminium-Wärmerohren wurde nach dem in Abschnitt 4.4.2 beschriebenen Verfahren durchgeführt. Die Wärmerohre wurden im in Abschnitt 3.4 dargestellten Ausheizofen temperaturbelastet und folgend mit dem in Abschnitt 3.3.2 dargestellten Schnelltest auf Inertgaseinschlüsse hin untersucht. Damit sind die Wärmerohre auf Leckage und Bildung von Inertgasen durch chemische Reaktionen im Wärmerohr bewertet worden. Es wurden mehrere Temperaturbelastungsversuche durchgeführt, wobei im Folgenden nur eine exemplarische Versuchsreihe beschrieben wird. Innerhalb der Testreihe wurde das Temperaturniveau schrittweise erhöht und jeweils zwischen den Belastungszyklen die Anlaufemperaturdifferenz im Schnelltestverfahren bestimmt. Die erste Belastungsphase betrug 140 h bei einer Temperatur von 170°C. Danach folgten kürzere Belastungsphasen mit höheren Temperaturen mit dem Ziel, die Temperatur, ab der ein Wärmerohrdefekt eintritt, zu ermitteln. Abbildung 7.10 stellt die Ergebnisse dar. Die für den Test gefertigten Wärmerohre wiesen eine Länge von ca. 300 mm auf. Als Rohrwandmaterial wurde einerseits die von der Fa. Hydro für Solarthermieranwendungen entwickelte Legierung HyLife Solar sowie andererseits eine Aluminium-Standardlegierung untersucht. Der Rohraußendurchmesser ist 10 mm und die Rohrwandstärke 0,8 mm für HyLife Solar und 1 mm für die Standardlegierung. Die Wärmerohre sind mit ca. 2 g Aceton befüllt worden.

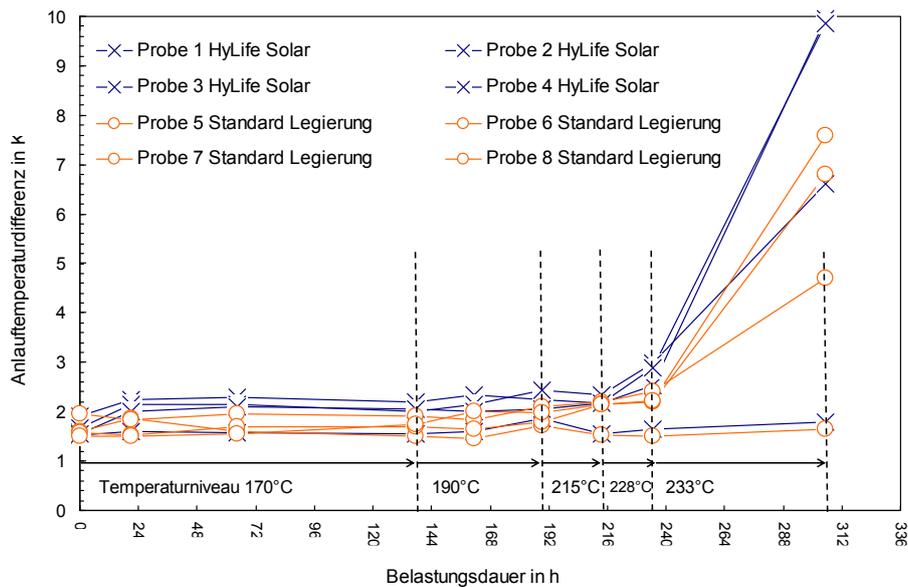
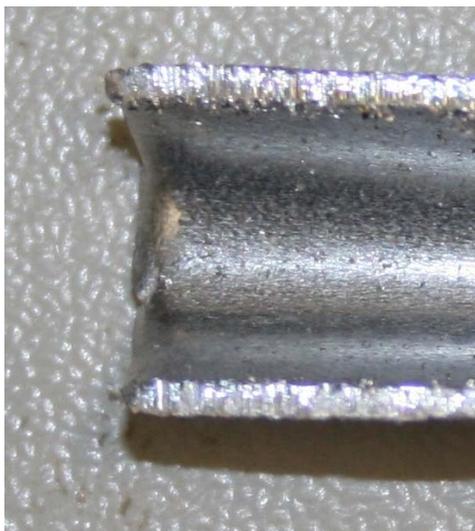
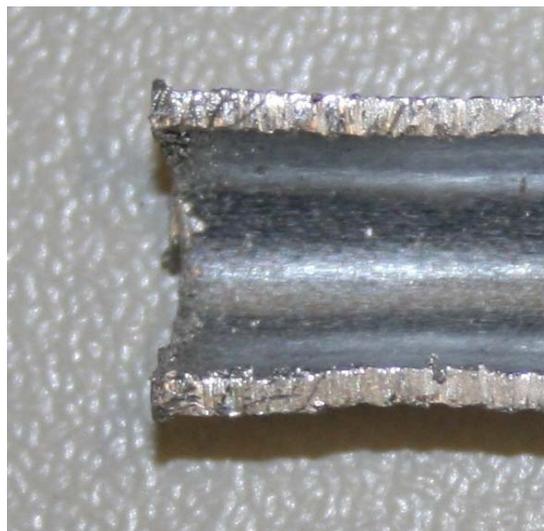


Abbildung 7.10: Anlaufemperaturdifferenz von Aluminium-Wärmerohrproben von zwei unterschiedlichen Legierungen mit Aceton als Arbeitsmedium nach thermischen Belastungszyklen

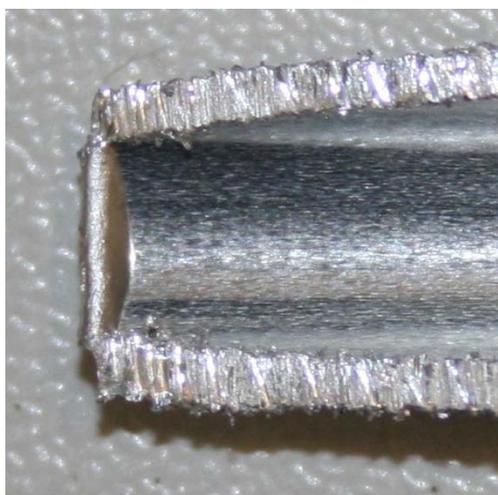
Es stellt sich dar, dass durch die Belastungsphasen bis zu einem Temperaturniveau von 215°C sich keine Inertgase im Wärmerohr angesammelt haben. Die Anlaufemperaturdifferenz blieb konstant auf niedrigem Niveau. Nach Belastung mit einem Temperaturniveau von ca. 230°C ist die Anlaufemperaturdifferenz stark gestiegen. Dies deutet auf einen Defekt der Wärmerohre hin. Die höheren Anlaufemperaturdifferenzen deuten entweder auf die Bildung von Inertgasen durch chemische Reaktion oder auf Leckage der Wärmerohre hin. Bezüglich der Bewertung ob eine chemische Reaktion stattgefunden hat wurde nur eine optische Untersuchung von Rohrrinnenwand sowie Arbeitsmedium vorgenommen. Es hat sich gezeigt, dass die Rohrrinnenwand keine mit dem bloßen Auge zu erkennende Veränderung aufgezeigt hat. Abbildung 7.11 stellt dazu die Rohrrinnenwände von HyLife Solar Rohren vor und nach einer Belastungsphase von 100 h bei einem Temperaturniveau von 150°C dar. Es sind Rohre gezeigt, die als Wärmerohre mit Aceton als auch einem weiteren organischen Arbeitsmedium temperaturbelastet worden sind. Korrosion ist damit wie zu vermuten kein Problem bei Verwendung von organischen Arbeitsmedien. Bei den Arbeitsmedien sind ebenfalls keine sichtbaren Veränderungen aufgetreten. Damit wird zunächst allgemein eine chemische Reaktion zwischen Rohrwand und Arbeitsmedium und damit auch die Entstehung von Inertgasen durch diesen Aspekt ausgeschlossen. Für eine Produktentwicklung von Wärmerohren für Sonnenkollektoren aus Aluminium sollten weiterführende Untersuchungen zu Gebrauchsdauertauglichkeit das vorgestellte Ergebnis allerdings untermauern.



Innenoberfläche eines ungealterten HyLife Solar Rohrs



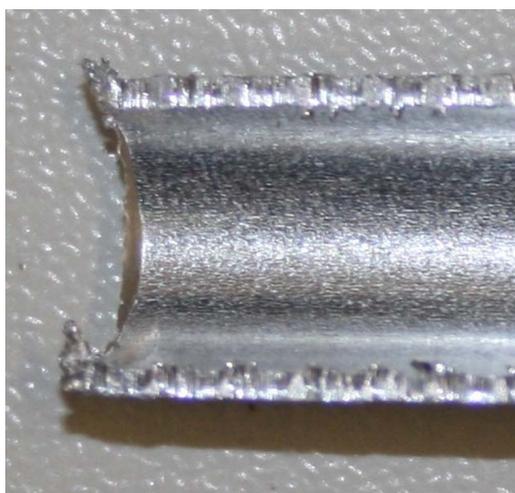
Innenoberfläche eines ungealterten HyLife Solar Rohrs



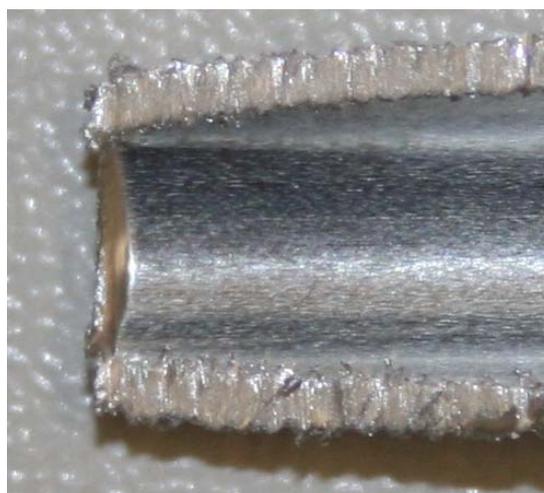
Rohr mit Aceton als Arbeitsmedium nach Temperaturbelastung



Rohr mit Aceton als Arbeitsmedium nach Temperaturbelastung



Rohr mit weiterem organischen Arbeitsmedium nach Temperaturbelastung



Rohr mit weiterem organischen Arbeitsmedium nach Temperaturbelastung

Abbildung 7.11: Beschaffenheit der Innenoberfläche von HyLife Solar Rohren vor und nach den thermischen Belastungszyklen als Wärmerohre

Damit deutet sich an, dass die festgestellte größere Inertgasmenge in den Wärmerohren nach Temperaturbelastung etwas über 230°C durch Leckage der Wärmerohre verursacht worden ist. Es stellt sich dar, dass sich die Wärmerohre im Bereich der Verschlüsse oben und unten am Wärmerohr aufgrund von Temperaturbelastung deformieren. Die Verschlüsse der Rohre sind nach Abbildung 7.9 durch lineare Verquetschung und Hartlötung realisiert. Die Deformation beginnt dabei ab einem Temperaturniveau von 200°C sichtbar zu werden und findet im Bereich der Verquetschung statt (siehe Abbildung 7.12). Bei einer Temperaturbelastung von 200°C liegt der Druck im Wärmerohr bei Aceton als Arbeitsmedium bei ca. 30 bar (insofern noch ein Sumpf vorhanden ist). Die Rohre selbst sind druckstabil bis ca. 35 bar. Die verquetschte und damit umgeformte Stelle im Bereich des Verschlusses kann diesen Drücken allerdings nicht standhalten. Aufgrund des hohen Innendrucks sind einige Wärmerohre sogar im Bereich des Verschlusses aufgeplatzt (siehe Abbildung 7.12). Es wird davon ausgegangen, dass diese Deformation zu Leckagen der Wärmerohre führen und damit die ab einer Belastungstemperatur von 230°C festgestellten höheren Anlaufemperaturdifferenzen durch mechanische Belastungen verursacht sind.

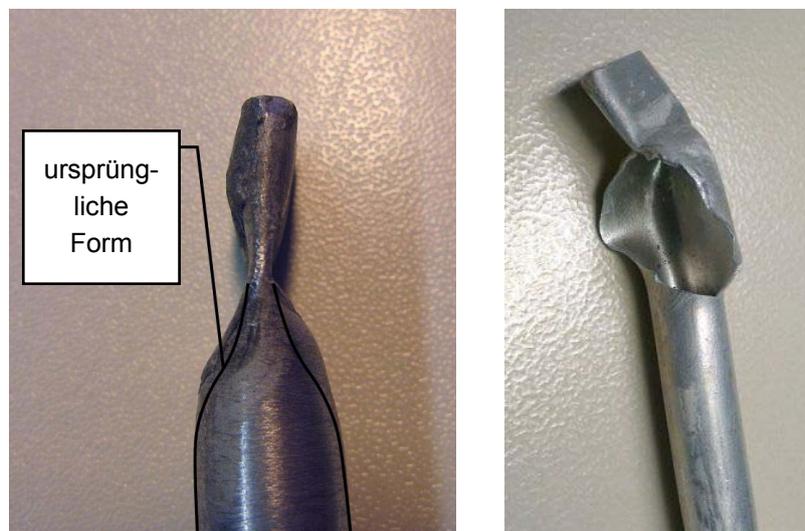


Abbildung 7.12: Verformtes (links) und aufgeplatzt (rechts) Aluminium-Wärmerohr aufgrund thermischer Belastung und daraus resultierendem hohen Druck innerhalb des Wärmerohrs

Neben der Bewertung der Hydro Solar Legierung ist ebenfalls eine Standardlegierung untersucht worden. Es hat sich gezeigt, dass ebenfalls Deformationen dieser Proben vorlagen. Allerdings stellt sich auch für diese Proben dar, dass anscheinend keine Korrosionsproblematik vorliegt. Da Standardlegierungen einerseits günstiger sind und zusätzlich teilweise eine höhere Festigkeit als die genannte Speziallegierung besitzen, stellen diese Legierungen ebenfalls interessante Alternativen für Wärmerohrwandmaterialien dar. Damit ergibt sich ein Vorteil für Kollektoren mit Wärmerohren entgegen direkt durchströmten Kollektoren: Die Kupfersubstitution wird auch in direkt durchströmten Kollektoren verfolgt, wobei hier keine Standardlegierungen eingesetzt werden können, da die Durchströmung von Aluminium-Rohren mit Solarkreisfluid bzgl. Korrosion problematisch ist. Die Substitution von Kupfer durch günstige Aluminium-Standardlegierungen ist damit nur in Kollektoren mit Wärmerohren möglich. Für alle untersuchten Legierungen hat sich gezeigt, dass das derzeit umgesetzte Verschlussverfahren zur Herstellung von Wärmerohren für Flachkollektoren geeignet ist. Inner-

halb von Flachkollektoren liegt der maximale Innendruck im Wärmerohr ausreichend weit unter den ermittelten kritischen Werten. Zur Integration von Aluminium-Wärmerohren in VRK müsste die Verschlusstechnik entsprechend angepasst werden, sodass geringere Umformungen im Bereich des Verschlusses vorliegen.

Neben der Gebrauchsdauertauglichkeitsuntersuchung wurde zusätzlich die Wärmetransportfähigkeit von Aluminium-Wärmerohren im Vergleich zu Kupfer-Wärmerohren untersucht. Nach Abbildung 6.8 sollte der Wechsel des Rohrmaterials von Kupfer auf Aluminium keinen Einfluss auf den thermischen Leitwert haben, wenn die Rohrwandstärke im Bereich von einem Millimeter liegt. Für einen Vergleich sind die thermischen Leitwerte zweier Wärmerohre messtechnisch bestimmt worden. Es ist ein Aluminium-Wärmerohr mit einem Außendurchmesser von 10 mm und einer Wandstärke von 0,8 mm und ein Kupfer-Wärmerohr mit einem Außendurchmesser von 10 mm und einer Wandstärke von 1 mm vermessen worden. Beide Wärmerohre haben eine Kondensatorlänge von 80 mm. Abbildung 7.13 stellt die Messergebnisse dar.

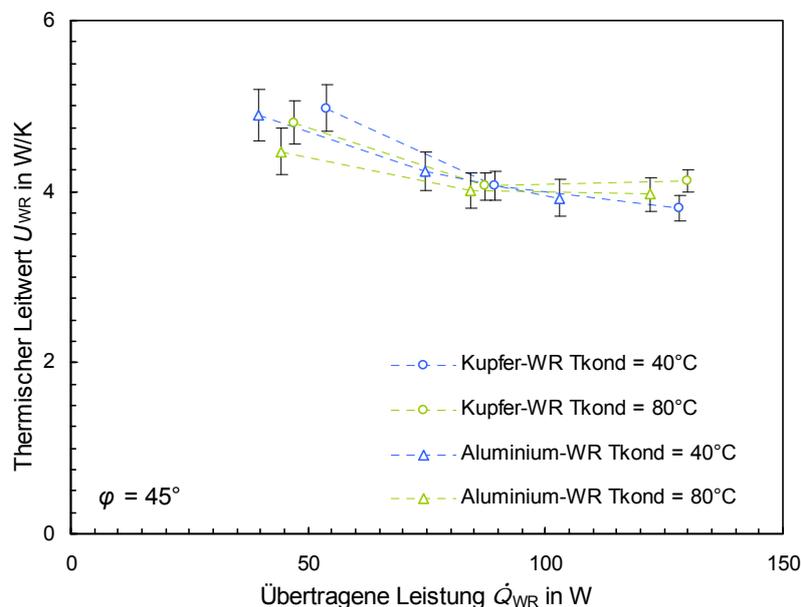


Abbildung 7.13: Messergebnisse der thermischen Leitwerte von einem Aluminium Wärmerohr mit Innendurchmesser von 8,4 mm und einem Kupfer Wärmerohr mit einem Innendurchmesser von 8 mm mit Aceton als Arbeitsmedium in Abhängigkeit der übertragenen Leistung

Die thermischen Leitwerte beider Wärmerohre liegen für die unterschiedlichen Betriebspunkte fast alle innerhalb der Messunsicherheiten des jeweilig anderen Ergebnisses. Damit ist keine Veränderung des thermischen Leitwerts festzustellen. Allerdings liegt für das Aluminium-Wärmerohr ein Innenumfang des Kondensator vor, der mit $8,4 \text{ mm} \cdot \pi$ um fünf Prozent größer als der des Kupfer-Wärmerohrs ist. Damit wäre auch ein um fünf Prozent größerer thermischer Leitwert zu erwarten gewesen. Aufgrund der Unsicherheit bzgl. Restinertgasmenge kann auch unter diesem Aspekt weiterhin keine Verschlechterung der Wärmetransportfähigkeit durch die Verwendung von Aluminium festgestellt werden.

Damit ist hier zunächst kurz die erfolgreiche Entwicklung der Fertigung von Aluminium-Wärmerohren erläutert und des Weiteren die Gebrauchstauglichkeit und die Wärmetransportfähigkeit von Aluminium-Wärmerohren zum Einsatz in Sonnenkollektoren nachgewiesen

worden. Damit stellt sich dar, dass eine Kupfersubstitution in Kollektoren durch Wärmerohre mit organischen Arbeitsmedien und günstigen Aluminium-Standardlegierungen möglich sein kann.

7.4 Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit von Sammlern

In Abschnitt 4.2 ist aufgezeigt worden, dass die thermischen Leitwerte von Sammlern in der selben Größenordnung liegen, wie die der Wärmerohre und damit eine Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit des Sammlers ebenfalls zu einer Verbesserung des Nutzwärme-strompfads von Kollektoren mit Wärmerohren beitragen kann. In Abschnitt 6.4.2 sind ferner die Einflussfaktoren auf die Wärmetransportfähigkeit von Sammlern diskutiert worden. So ist der Wärmeübergang in das Solarkreisfluid und damit auch die dafür zur Verfügung stehende Rohinnenoberfläche maßgeblicher Einfluss. Zusätzlich hat die Veränderung der Strömungsquerschnittsform Einfluss auf die Strömung und damit auf die thermische Grenzschichtdicke, was ebenfalls zu einem verbesserten Wärmeübergang in das Solarkreisfluid führen kann. Der Einfluss der Wärmeleitpaste auf den thermischen Leitwert des Sammlers ist geringer, hat aber dennoch einen gewissen Anteil. Des Weiteren ist in Abschnitt 4.4.2 aufgezeigt worden, dass marktübliche Wärmeleitpasten aufgrund von Temperaturbelastung degradieren und sich damit der thermische Leitwert des Sammlers mit der Zeit verschlechtert.

Somit sind die Vergrößerung der Innenoberfläche für den Wärmeübergang ins Fluid, die Verbesserung der Strömungsform sowie besser geeignete Wärmeleitpasten Optimierungspotentiale in Bezug auf die Wärmetransportfähigkeit von Sammlern für Kollektoren mit Wärmerohren. Im Folgenden werden die genannten Verbesserungsmöglichkeiten anhand von Simulationen und experimentellen Untersuchungen diskutiert.

7.4.1 Optimierter Wärmeübergang im Sammler

Bzgl. Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche und Kanalverengung zur Erzeugung höherer Geschwindigkeitsgradienten in Rohrwandnähe werden zwei exemplarische Simulationsergebnisse vorgestellt, wobei auf die Vergrößerung der Innenoberfläche des Sammlerohrs durch die Einbringung einer Rippenstruktur zuerst eingegangen wird.

Zur Bewertung des Einflusses einer Rippenstruktur innerhalb des Strömungskanal des Sammlers auf dessen thermischen Leitwert wird das in Abschnitt 6.4 dargestellte Modellierungsverfahren mittels Strömungssimulation mit dem Programm ANSYS 13 angewendet. Im Folgenden wird beispielhaft die Geometrie des Sammlertyps Sam-4 (entsprechend Tabelle 4.2), die auch schon innerhalb des Abschnitt 6.4 bzgl. Analyse des Wärmetransportverhaltens von Sammlern untersucht wurde, angepasst. Ausgehend von dem rechteckigen Sammlerquerschnitt wurden vier Wärmeleitbleche als zusätzliche Kupferwände mit je einer Wandstärke von 1 mm im Bereich der Kondensatorumströmung eingefügt. Der Kanal bei der Kondensatorumströmung wird so in fünf gleich große Kanäle mit einer Breite von je 7,4 mm unterteilt. Aufgrund der Berücksichtigung der Symmetrie des Sammlers sind im Modell jeweils nur zwei Rippen ausgeführt. Das entsprechende Simulationsmodell ist in Abbildung 7.14 mit Mittelschnitt dargestellt.

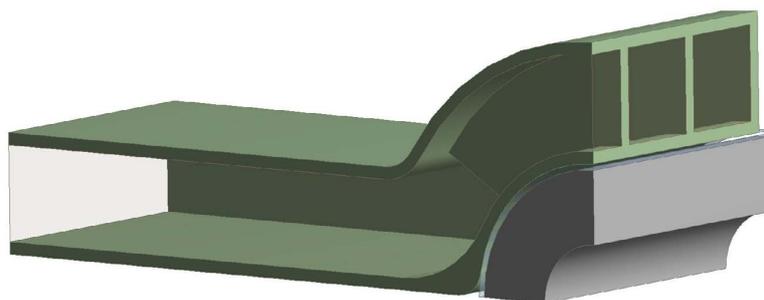


Abbildung 7.14: Simulationsmodell zur Untersuchung der Wärmetransporteigenschaften eines Sammlers entsprechend Sammlertyp Sam-4 mit zusätzlichen Innenrippen zur Vergrößerung der für den Wärmeübergang in das Solarkreisfluid zur Verfügung stehenden Oberfläche

Die Simulation ist wieder unter den in Abschnitt 6.4 genannten Randbedingungen und für mehrere Massenströme durchgeführt worden. Im Folgenden werden die Ergebnisse für einen Massenstrom von 100 kg/h genannt. Es ist ein thermischer Leitwert U_{Sam} von 17,1 W/K innerhalb der Simulation ermittelt worden. Der erzielte Leitwert entspricht damit einer Verbesserung um ca. 60% zum Ausgangsmodell ohne Wärmeleitbleche. Dies ist dabei wie zu vermuten auf die Vergrößerung der Innenoberfläche, an der ein Wärmeübergang in das Fluid stattfindet, zurückzuführen, was durch die Auswertung der lokalen Wärmestromdichten von der Rohrwand in das Fluid bestätigt wurde. Neben der deutlichen Verbesserung der Wärmetransporteigenschaften steigt jedoch auch der Druckverlust infolge der entstehenden Stauunkte an den Stirnflächen und den größeren Reibungsverlusten durch die vergrößerte Oberfläche. Ein Vergleich zum Ausgangsmodell zeigt, dass sich der Druckverlust durch die Wärmeleitbleche ca. verdoppelt und damit für Wasser als angenommenes Solarkreisfluid vom Ausgangswert von 1,9 mbar/m² auf 3,4 mbar/m² in Bezug auf die Absorberfläche ansteigt. Dieser Wert ist allerdings keine ungewöhnliche Größenordnung des flächenspezifischen Druckverlusts von Sonnenkollektoren.

Eine weitere Möglichkeit den Wärmeübergang durch die geometrische Gestaltung des Strömungskanals zu beeinflussen ist die Veränderung der Kanalhöhe. Eine Verringerung der Kanalhöhe hat zur Folge, dass bei gleichem Massenstrom die Strömungsgeschwindigkeit gesteigert wird. Zusätzlich verändert sich das Verhältnis von Kanalhöhe zu Temperaturgrenschichtdicke, was sich positiv auf die Güte des Wärmeübergangs auswirkt. Um die Auswirkung der Veränderung der Kanalhöhe auf die Wärmetransporteigenschaften des Sammlerkonzepts zu quantifizieren, erfolgen wieder Strömungssimulationsstudien. Ausgehend von dem ursprünglichen Kanalquerschnitt mit der Höhe von 7 mm erfolgt im Rahmen der Simulationsstudie eine Erhöhung des Kanals auf 10 mm und eine Verringerung in mehreren Schritten bis auf 1 mm. Diese Parametervariation wurde bereits in Abschnitt 6.4.2 bzgl. Diskussion zum Druckverlust von Sammlern genutzt. Grundsätzlich zeigt sich zunächst, dass wie erwartet die Verringerung der Kanalhöhe keinen wesentlichen Anstieg der Reynolds-Zahl bewirkt. Allerdings verändert sich das Temperaturprofil über der Kanalhöhe für geringere Querschnitte positiv; die Temperaturerhöhung in Rohrwandnähe hat im Verhältnis zur Kanalhöhe einen größeren Anteil, was die Temperaturdifferenz zwischen Kanalwand und mittlerer Fluidtemperatur sinken lässt. Damit verbessert sich der thermische Leitwert. In Abbildung 7.15 werden die thermischen Leitwerte des Sammlers als

Simulationsergebnisse über der Höhe des Strömungskanals aufgetragen. Es zeigt sich ein exponentieller Anstieg des thermischen Leitwerts mit abnehmender Kanalhöhe.

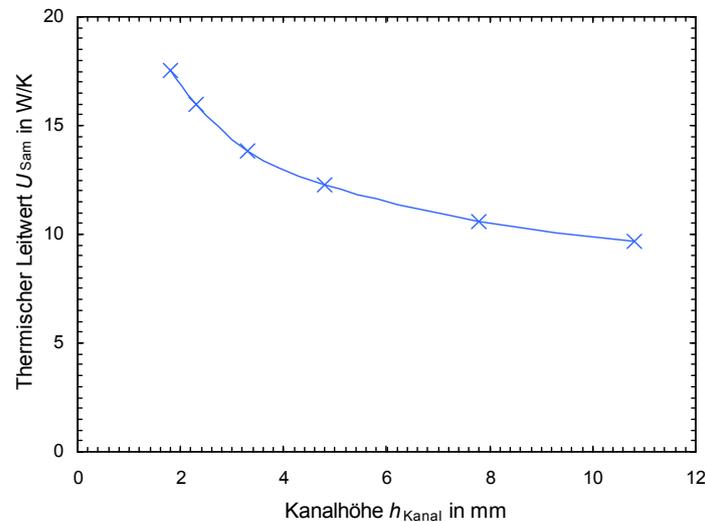


Abbildung 7.15: Simulationsergebnis des Einflusses der Kanalhöhe auf den thermischen Leitwert des Sammlers Sam-4

So verbessert sich der thermische Leitwert U_{Sam} von 10,6 W/K bei einer Kanalhöhe von 7 mm auf 16 W/K bei einer Kanalhöhe von 1,5 mm. Dies entspricht einer Verbesserung des thermischen Leitwerts um 50%. Neben der allgemeinen Verbesserung aufgrund des besseren Verhältnisses der Temperaturgrenzschichtdicke zur globalen Kanalhöhe resultiert auch eine bessere Strömungsführung um den Kondensator. Bei der Kanalhöhe von 1,5 mm erfolgt die Umlenkung von der Kondensatorumströmung in den ebenen Austrittsbereich erst nachdem die Strömung fast komplett um den Kondensator geführt wurde. Abbildung 7.16 verdeutlicht, dass dadurch ein viel gleichmäßigerer Wärmeübergang über der gesamten Kondensatorumströmung resultiert. Besonders der Wärmeübergang auf der strömungsabgewandten Seite des Kondensators stellt sich besser dar, da auch die Ablösung der unteren Grenzschicht unterbunden wird (vgl. Abbildung 6.21).

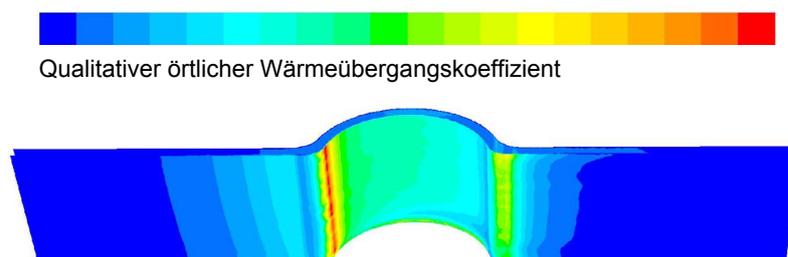


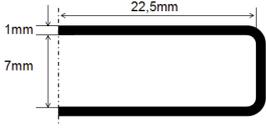
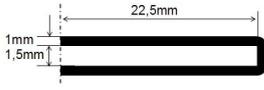
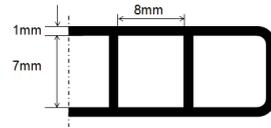
Abbildung 7.16: Qualitatives Profil des Wärmeübergangskoeffizienten auf der inneren Rohrwand des Sammlermodells für eine Kanalhöhe von 1,5 mm

Mit geringerer Kanalhöhe und höherer Strömungsgeschwindigkeit steigt jedoch auch der Einfluss der Rohrwände. Dies äußert sich durch die Reibung in einem zunehmenden Druckverlust, welcher durch Zuführung von zusätzlicher Hilfsenergie mit einer Pumpe überwunden werden muss. Dieser liegt weitaus höher und mit einem Wert von 46 mbar/m² für eine

Kanalhöhe von 1,5 mm im Prinzip in nicht tolerierbarer Größenordnung.

Tabelle 7.2 stellt die beiden Ansätze zur Verbesserung des thermischen Leitwerts im Vergleich zu der realen Sammlerausführung und damit der Ursprungsgeometrie dar. Es ist neben der Verbesserung des thermischen Leitwerts des Sammlers zusätzlich die Verbesserung des internen Leitwerts U_{int} des Nutzwärmestrompfads unter Berücksichtigung des Absorbers und Wärmerohrs nach Abbildung 4.20 dargestellt. Des Weiteren ist der Primärenergieertrag, der sich unter Berücksichtigung der Pumpe nach dem Vorgehen in Abschnitt 6.4.2 berechnen lässt, genannt.

Tabelle 7.2: Änderung des internen Leitwerts und Gesamtenergiebilanz durch Strömungskanalvariation bei einem Massenstrom von 100 kg/h, Eintrittstemperatur von 70°C und einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² für Wasser als Wärmeträger

Querschnitts- geometrie			
U_{Sam} in W/K	10,59	15,96	17,08
U_{int} in W/m ² K	57,2	68,3	70,1
Nutzleistung \dot{q}_{Nutz} in W/m ²	679,5	682,8 (+3,3W)	683,2 (+3,7W)
Druckverlust Δp_v in mbar/m ²	1,9	46,0	3,4
Energieertrag $\dot{q}_{\text{Ertrag,p}}$ in W/m ²	747,5	750,2 (+2,7W)	751,5 (+4,0W)

Die durchgeführten Geometrievariationen zum Strömungskanal zeigen, dass eine weitere Verbesserung der Wärmetransporteigenschaften des Sammlers durch eine Optimierung des Wärmeübergangs möglich ist. Allein durch eine Verringerung der Kanalhöhe kann bereits eine signifikante Verbesserung der Wärmetransporteigenschaften erzielt werden. Die Parameterstudie zur Kanalhöhe in Abschnitt 6.4.2 zeigt, dass erst unterhalb einer Kanalhöhe von 1 mm der Primärenergieertrag unter Berücksichtigung der Pumpenleistung aufgrund des höheren Druckverlusts signifikant sinkt. Die Änderung bzw. Steigerung des Druckverlusts ist jedoch auch schon für größere Kanalhöhen aufgrund Anlagenplanung (insbesondere für die Auslegung der Pumpe) kritisch zu betrachten.

Noch effektiver als die Verringerung der Kanalhöhe erweist sich die Verbesserung der Wärmetransporteigenschaften durch Einbringen von zusätzlichen Wärmeleitblechen in den Strömungskanal über dem Kondensator. Die hohe Verbesserung des thermischen Leitwerts und der relativ geringfügig höhere Druckverlust durch die zusätzlichen Wärmeleitbleche lässt dies als effektivsten Optimierungsansatz erscheinen. Die Einbringung der Wärmeleitbleche entsprechend der Simulationsgeometrie dürfte fertigungstechnisch allerdings eine Herausforderung darstellen, wobei andere einfacher zu fertigende Ausführungen denkbar sind.

7.4.2 Alternative Wärmeleitpasten

Neben der theoretischen Untersuchung zur Verbesserung des Wärmeübergangs sind zusätzlich mehrere neue Wärmeleitpasten messtechnisch untersucht worden. Dazu wurden diese sowohl auf Prüflinge des Sammlertyps Sam-3 als auch des Sammlertyps Sam-4 appliziert und jeweils die thermischen Leitwerte der Sammler nach dem in Abschnitt 3.2

beschriebenen Messverfahren bestimmt. Als neue Wärmeleitpasten wurden mehrere mögliche Produkte untersucht. Eine noch nicht in Kollektoren verwendete Wärmeleitpaste ist ein Graphitpulver auf Pflanzenölbasis der Fa. Fischer Elektronik. Der Produktname ist WLP-G und es wird eine Wärmeleitfähigkeit von 10,5 W/mK und eine maximale Gebrauchstemperatur von 180°C angegeben. Des Weiteren wurde eine von NARVA Lichtquellen hergestellte Prototypen-Wärmeleitpaste mit Kupferpulver auf Ölbasis untersucht. Die Wärmeleitfähigkeit dieser Paste ist unbekannt. Als dritte neue Wärmeleitpaste ist eine Flüssigmetall-Wärmeleitpaste der Fa. Coollaboratory mit dem Produktnamen Liquid Ultra untersucht worden. Für diese ist eine Wärmeleitfähigkeit von 38,4 W/mK angegeben. Diese Leitpaste wird eigentlich zur effizienten Bauteilkühlung im PC-Bereich eingesetzt und ist relativ hochpreisig. Die Messergebnisse sind in Abbildung 7.17 vergleichend mit den Messergebnissen der Standard-Wärmeleitpaste WLP-1 dargestellt.

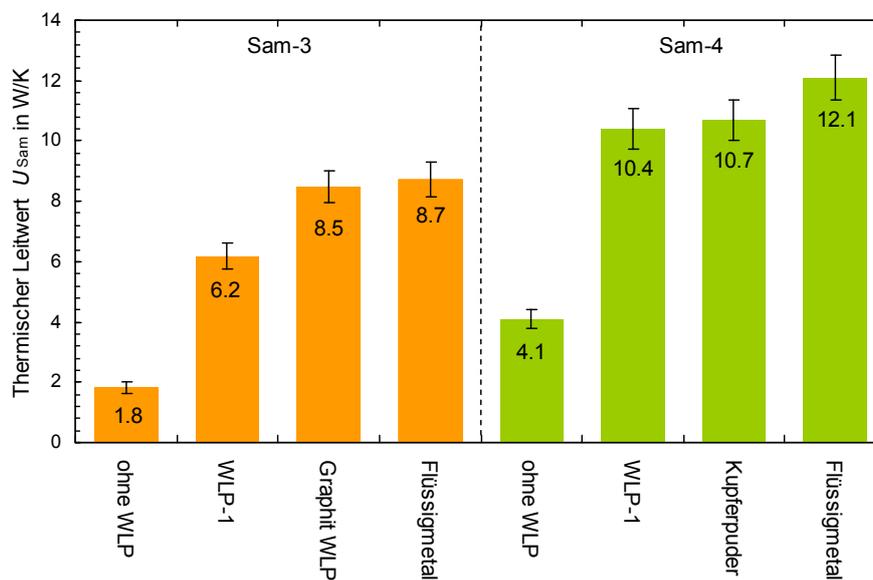


Abbildung 7.17: Messergebnisse der thermischen Leitwerte mehrere Sammler bei $\dot{m} = 120 \text{ kg/h}$ mit Variation der Menge an Wärmeleitpaste WLP-1 im Spalt zwischen Kondensator und Sammler

Es zeigt sich, dass insbesondere für den Sammler Sam-3 mit einem größeren Spalt zwischen Kondensator und Sammler aufgrund der Steckverbindung die Art der Wärmeleitpaste einen merklichen Einfluss hat. So liegt die Steigerung des Leitwerts zwischen WLP-1 und Flüssigmetall-WLP bei ca. 40%. Die Simulation ergibt eine maximale mögliche Steigerung durch eine quasi perfekte Wärmeleitung (was durch die Flüssigmetall-WLP fast erreicht wird) im Spalt von 33%. Die Differenz ist begründet durch die Bewertung des Effekts innerhalb der Simulation bei einem geringeren Massenstrom sowie der leichten Abweichung von Simulationsstudie zu Messergebnissen von ca. 5%. Für die Graphit-WLP ergibt sich eine fast genauso hohe Verbesserung des thermischen Leitwerts. Für den Sammlertyp Sam-4 stellt sich dar, dass der Einfluss verbesserter WLP geringer ist, was durch die Verklebung von Sammler und Wärmerohr und damit geringeren Spaltmaße begründet werden kann.

Die Kupferpulver-WLP stellte sich als schwer applizierbar für Sam-3 dar und lieferte auch keine signifikanten Verbesserungen, wobei der Ansatz trotzdem als interessant eingestuft wird. Eine geringere Korngröße des Kupferpulvers in Kombination mit einer viskoserer Trägerflüssigkeit könnte hier z. B. für weitere Untersuchungen herangezogen werden. Die

Flüssigmetall-WLP ist zu hochpreisig für die Nutzung in Sonnenkollektoren. Somit wurde bzgl. Gebrauchsdauertauglichkeit nur die Graphit-WLP untersucht. Leider musste festgestellt werden, dass sich die Degradation durch Austrocknung ähnlich darstellt, wie für die untersuchten marktüblichen WLP. Damit konnte bzgl. verbesserter WLP zwar eine signifikante Verbesserung der Wärmetransportfähigkeit des Sammlers aufgezeigt, aber allerdings keine für die Anwendung in Kollektoren dauerbeständige Lösung gefunden werden.

8 Integration von Wärmerohren in Flachkollektoren

Wie in Abschnitt 2.2 aufgezeigt wurde, werden Wärmerohre derzeit hauptsächlich in VRK eingesetzt. Eine weitere Kollektorbauart sind konzentrierende VRK mit Reflektoren, die höhere Betriebstemperaturen generieren können und aufgrund der Konzentration zusätzlich pro Lauflänge der Vakuumröhre höhere Nutzleistungen generieren. Die in Kapitel 6 dargestellten neu entwickelten Berechnungsverfahren zur Analyse und Auslegung von Gravitationswärmerohren könnten genutzt werden, um Wärmerohrlösungen auch für diese Kollektorarten zu dimensionieren. Im Folgenden soll allerdings die Möglichkeit der Integration von Wärmerohren in Flachkollektoren diskutiert werden. Auch in Flachkollektoren stellen sich die Vorteile, die die Verwendung von Wärmerohren für VRK bieten, gleichermaßen dar. So führt die Verwendung in Flachkollektoren ebenfalls zu einer einfacheren Verschaltung des Kollektorkreises, da das Solarkreisfluid nur im Sammler des Kollektors fließt, sowie zu einer möglichen Minderung der Anlagenbelastung im Stagnationsfall bei Verwendung von abschaltenden Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien. Die Möglichkeiten und Einschränkungen und damit die Machbarkeit der Integration von Wärmerohren in Flachkollektoren (FK) werden zunächst durch theoretische Betrachtungen zum Einfluss der Komponenten Sammler und Wärmerohr auf den Kollektorwirkungsgrad diskutiert. Folgend werden die Auslegung, Umsetzung und messtechnische Bewertung mehrerer Flachkollektor-Prototypen beschrieben.

8.1 Die Frage der Machbarkeit und Konzeption

In Abschnitt 4.1.1 wurde aufgezeigt, dass Wärmerohre mit Wasser weitaus höhere thermische Leitwerte als Wärmerohre mit organischen Arbeitsmedien besitzen. So muss die Frage nach der Machbarkeit der Integration von Wärmerohren in FK auch getrennt für diese beiden Wärmerohrarten diskutiert werden. In Abbildung 4.20 ist aufgezeigt, dass durch Nutzung von Wärmerohren mit Wasser als Arbeitsmedium und Sammlern mit hoher Wärmetransportfähigkeit interne Leitwerte U_{int} des Nutzwärmestrompfads von ca. 45 W/mK erreicht werden können. Interne Leitwerte von marktüblichen direkt durchströmten Vollflächenabsorbern für FK liegen im Bereich von 50 bis 80 W/m²K. Damit stellt sich dar, dass Wärmerohre mit Wasser höchstwahrscheinlich relativ problemlos ohne größere Einbußen des Kollektorwirkungsgrads in FK integriert werden könnten. Es bietet sich allerdings kein Vorteil der Stagnationstemperaturminderung wie es bei Verwendung von Wärmerohren mit organischen Medien der Fall sein kann. Zusätzlich müssten die Wärmerohre weiterhin aus Kupfer gefertigt werden, da z. B. nach [Faghri 1995] die Verwendung von Wasser in Aluminium-Wärmerohren nicht möglich ist. Der Vorteil wäre also eine einfachere hydraulische Verschaltung, wobei aber mit Mehrkosten des Kollektors durch den Herstellungsprozess der Wärmerohre zu rechnen ist.

Die Integration von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien in FK ist unter folgenden Gesichtspunkten zu diskutieren: Marktübliche Lösungen für VRK zeigen interne Leitwerte im Bereich von $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ auf (vgl. Abbildung 4.21). Dieser Wert ist zu gering und würde den Wirkungsgrad von FK stark negativ beeinflussen. Dies ist mit den höheren thermischen Verlusten von FK im Gegensatz zu VRK zu begründen. Gleichung (4.1) stellt das Zusammenspiel von internem Leitwert und thermischen Verlusten des Kollektors, beschrieben durch den Kollektorwirkungsgradfaktor F' und den Einfluss auf den Konversionsfaktor dar. Abbildung 8.1 zeigt allgemein auf, welchen Einfluss der interne Leitwert auf die Wirkungsgradkurve von einem FK mit typischen Kollektorkennwerten hat.

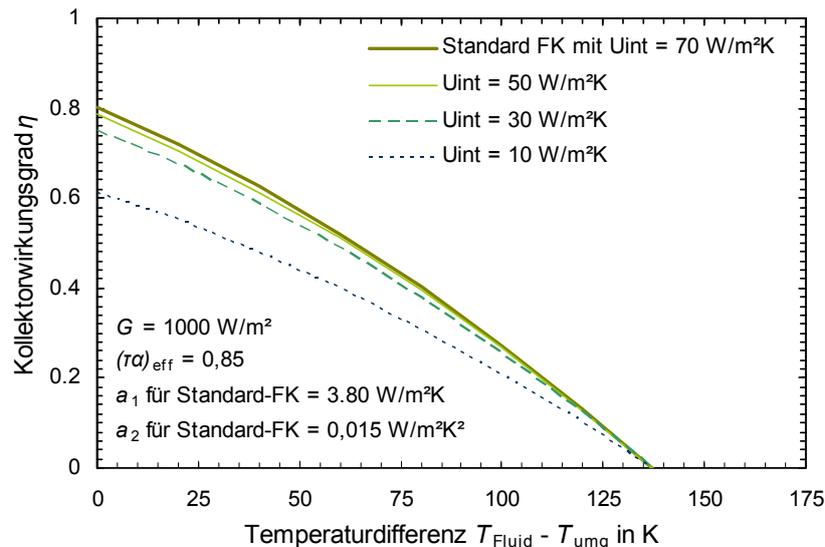


Abbildung 8.1: Berechnung der Minderung des Kollektorwirkungsgrads in Abhängigkeit der Kollektorfluidtemperatur durch einen verminderten internen Leitwert für einen FK mit beispielhaften Kollektorkennwerten

Für einen typischen internen Leitwert von direkt durchströmten FK mit $70 \text{ W/m}^2\text{K}$ liegt der Konversionsfaktor hier exemplarisch bei ca. 0,80. Bei Verwendung von Wärmerohren mit Wasser, wofür ein interner Leitwert von $45 \text{ W/m}^2\text{K}$ abgeschätzt wurde, würde der Kollektorwirkungsgrad um zwei Prozentpunkte auf 0,78 fallen. Eine weitere Senkung von U_{int} auf $30 \text{ W/m}^2\text{K}$ ergibt noch einen Konversionsfaktor von ca. 0,75 wobei bei $U_{\text{int}} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ nur noch $\eta_0 \approx 0,61$ erreicht würde. Die Integration der marktüblichen Lösungen von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien für VRK in FK ist damit also bzgl. ausreichenden Kollektorwirkungsgrads nicht zielführend. Allerdings stellt sich dar, dass die Freiheitsgrade bei Gestaltung der Wärmerohre und des Sammlers weitaus größer sind als in VRK. Für VRK wird grundsätzlich gefordert, dass einzelne Vakuumröhren mit innenliegenden Wärmerohren zu einem späteren Zeitpunkt des Anlagenbetriebs gewechselt werden können. Dies könnte z. B. bei Vakuumverlust der Glasröhre oder Glasbruch nötig werden. Innerhalb von FK können Wärmerohre und Sammler innerhalb der Kollektorproduktion im Prinzip auf jede denkbare Art ausgeformt und miteinander verbunden sein. Eine spätere Demontage wird nicht mehr stattfinden.

Dementsprechend gilt es, geeignete Geometrien für Wärmerohrkondensator und Sammler-anbindung zu entwickeln. Einige teilweise auch kommerziell vertriebene Ansätze sind bereits in Abschnitt 2.2 aufgezeigt worden. Da es im Prinzip darum geht, zwei Komponenten zur

Wärmeübertragung im Nutzwärmestrompfad des Kollektors zu entwickeln, stellt sich dar, dass die Wärmetransportfähigkeiten beider Bauteile sich gegenseitig bedingen. Dies ist beispielhaft in Abbildung 8.2 aufgezeigt. Die Darstellung bezieht sich auf die typische Wärmerohrlösung in Kollektoren mit einem flachen Absorberblech (hier Finnenbreite von 110 mm), an das ein linienförmiges Rohr als Verdampferbereich des Wärmerohrs kontaktiert ist. Die Wärmetransportfähigkeit der Absorberfinne lässt sich damit über Gleichung (4.6) berechnen. Unter der Annahme ansonsten typischer Kollektorkennwerte für FK ist dargestellt, welche thermischen Leitwerte der Bauteile Wärmerohr und Sammler benötigt werden, um beispielhafte Konversionsfaktoren von 0,75 sowie 0,70 zu erzielen.

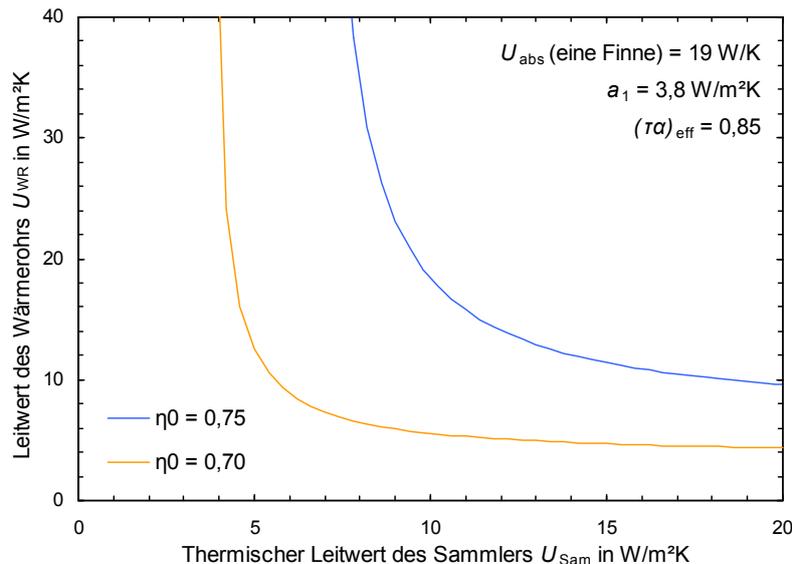


Abbildung 8.2: Abhängigkeit zwischen thermischem Leitwert des Wärmerohrs vom Leitwert des Sammlers für exemplarische Konversionsfaktoren bei gesetzter Absorberfinne mit Breite von 110 mm, Länge von 1,7 m sowie einer Materialstärke von 0,5 mm Aluminium

Ein Konversionsfaktor von 0,75 kann z. B. durch einen thermischen Leitwert des Sammlers von 10 W/K und einen Leitwert des Wärmerohrs von 16 W/K oder mit $U_{\text{Sam}} = 15$ W/K und $U_{\text{WR}} = 11$ W/K erreicht werden. Eine Realisierung dieser thermischen Leitwerte mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien ist nur durch stark optimierte Wärmerohre oder Sammler zu erreichen; es erscheint allerdings grundsätzlich denkbar. Ein Konversionsfaktor von 0,70 stellt dagegen zwar auch eine gewisse Herausforderung dar, da marktübliche Lösungen nicht zu diesem Konversionsfaktor führen würden, ist aber z. B. schon mit einem Sammler mit $U_{\text{Sam}} = 5$ W/K und einem Wärmerohr mit $U_{\text{WR}} = 12$ W/K realisierbar.

Grundsätzlich sind eine Vielzahl von geometrischen Ausformungen von Wärmerohren und Sammlern denkbar. So könnte eine Wärmerohrlösung auch durch Rollbond-Kissenabsorber oder einen Absorber aus Stegplatten realisiert werden, wobei dann die gesamte bzw. ein großer Teil der Absorberfläche als Wärmerohrverdampfer wirken würde. Da der Verdampfer eine untergeordnete Rolle bzgl. thermischem Leitwert von Wärmerohren für Kollektoren spielt, wird hier eine klassische Absorbergeometrie mit in gleichen Abständen parallel verlaufenden rohrförmigen Einzelwärmerohren zunächst als grundsätzlicher Ansatz verfolgt.

Die Freiheitsgrade bei Auslegung des Sammlers sind weiterhin groß, wobei folgende Überlegung die Möglichkeiten einschränkt: Es wird definiert, dass der Sammler innerhalb des Ge-

häuses des Flachkollektors eingebracht wird. Der Sammler ist dabei oberhalb der Strahlung absorbierenden Fläche positioniert. Die von ihm eingenommene Fläche steht damit nicht als Strahlung absorbierende Fläche zur Verfügung, was auch vorgesehen ist, um eine möglichst effektive Temperaturbegrenzung am Sammler zu erreichen. Damit stellt sich für diese Variante der Integration von Wärmerohren in FK ein zunächst schlechteres Verhältnis von Absorber- bzw. Aperturfläche zu Bruttokollektorfläche dar. Für VRK liegt das Verhältnis im Bereich von etwa 0,75 und für typische direkt durchströmte FK bei ca. 0,90. Für die umzusetzenden FK mit Wärmerohren wird die in Abbildung 8.3 dargestellte Flächenaufteilung gewählt, was zu einem Absorber- zu Bruttoflächenverhältnis von ca. 0,84 führt und womit gleichzeitig die Grundfläche des Sammlers als Randbedingung feststeht.

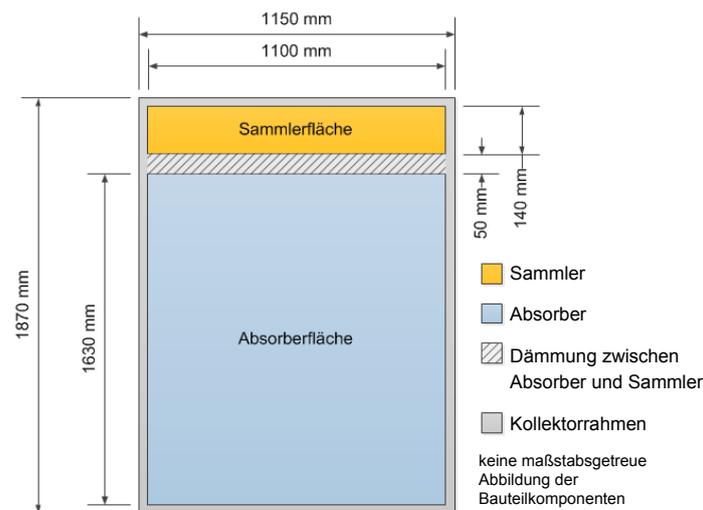


Abbildung 8.3: Kollektorabmaße in der Draufsicht mit Darstellung der von der Absorberoberfläche getrennten Sammlerkonfiguration innerhalb des Kollektorgehäuses

Des Weiteren ist das Konzept, dass das Solarkreisfluid nicht in Kontakt mit den Wärmerohren stehen soll. Dies bedeutet, dass als Sammlerlösung eine trockene Anbindung vorgeschlagen wird. Dies wird definiert, da die Verwendung von Aluminium im Solarkreis als kritisch zu bewerten ist. Zwar sind Aluminium-Legierungen verfügbar, die bei sorgfältiger Umsetzung des Solarkreises und Verwendung von Korrosionsinhibitoren keine Korrosionsproblematik aufzeigen; dieser Ansatz führt aber zu einer höheren Komplexität der Anlagenumsetzung und steht konträr zu der Idee den Solarkreis durch die Stagnationstemperatur begrenzende Kollektoren zu vereinfachen. So wird die Kupfersubstitution im FK durch die Verwendung von Aluminium-Wärmerohren ermöglicht, wobei das Sammelrohr weiterhin aus Kupfer besteht. Für die Wärmerohre innerhalb der FK-Prototypen ist sowohl Kupfer als auch Aluminium als Rohrwandmaterial vorgesehen. Als mögliche organische Arbeitsmedien stehen die in Abschnitt 7.2.2 genannten zur Auswahl. Hier ist zunächst Aceton als Wärmerohr-arbeitsmedium festgelegt worden.

Es ist damit zunächst grundsätzlich aufgezeigt worden, dass die Integration von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien in FK möglich sein kann. Zusätzlich ist das grundlegende Konzept zur Realisierung der Integration erläutert worden, womit es nun gilt, für die genannten Randbedingungen Wärmerohr- als auch Sammlerlösungen zu entwickeln und auszulegen. Die Auslegung wird im Folgenden erörtert.

8.2 Auslegung der Wärmerohr- und Sammlerkonfiguration

Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs dargestellt in Abbildung 8.2 wurden mehrere Lösungsansätze der Wärmerohrkondensator-Sammelrohranbindung erarbeitet. Diese wurden jeweils mit den in Kapitel 6 dargestellten Modellierungsverfahren auf ihre grundsätzliche Wärmetransportfähigkeit hin bewertet. Neben der Wärmetransportfähigkeit wurde ebenfalls der nötige Materialeinsatz analysiert. Grundsätzlich muss der Materialeinsatz von Wärmerohrlösungen zu geringeren Materialkosten des Absorbers führen als für direkt durchströmte FK, um unter Berücksichtigung von Mehrkosten aufgrund der Wärmerohrfertigung keine Mehrkosten für den gesamten Kollektor zu erzeugen, bzw. sogar zu einer Kostenreduktion zu führen. Diese Randbedingung ist in die Auslegung mit eingeflossen, wobei die Materialkostenreduktionspotentiale in Abschnitt 9.2 diskutiert werden.

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass ein Lösungsansatz einer Kondensator-Sammlerkonfiguration bei Verwendung von Aluminium-Wärmerohren zu erheblichen Materialeinsparungen und dennoch zu relativ guter Wärmetransportfähigkeit des Nutzwärmestrompfads führen kann. Innerhalb dieses Ansatzes sind Wärmerohre mit größeren Kondensatoren als für VRK üblich vorgesehen, die zu höheren thermischen Leitwerten der Wärmerohre führen.

Zusätzlich sind die Leistungsübertragungsgrenzen der Wärmerohre zu berücksichtigen. Die Auslegung wird exemplarisch erläutert, wobei Abbildung 8.4 schematisch die Auslegungsbedingungen darstellt. So ist einerseits die Wechselwirkungsgrenze in Betracht zu ziehen, um den minimal möglichen Durchmesser der Wärmerohre ermitteln zu können. Hierzu gilt es die maximale Nutzleistung, die ein Wärmerohr im Kollektor bei der niedrigsten Betriebstemperatur (bzw. im Bereich des Konversionsfaktors) übertragen muss. Dies ist durch Auslegungspunkt B1 in Abbildung 8.4 symbolisiert.

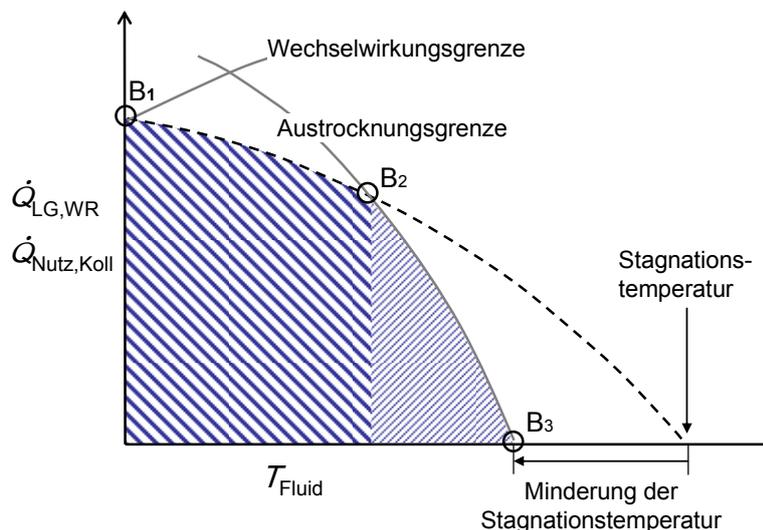


Abbildung 8.4: Schematische Darstellung der Auslegungskriterien für Wärmerohre zur Integration in Sonnenkollektoren unter Beachtung der im Kollektor von den Wärmerohren zu transportierenden Nutzleistung sowie der Leistungsübertragungsgrenzen in Abhängigkeit der Temperatur des Solarkreisfluids

Bzgl. der Austrocknungsgrenze ist die Nutzleistung des Kollektors bei der höchsten Betriebstemperatur ausschlaggebend, welche durch Auslegungspunkt B2 in Abbildung 8.4 dargestellt

ist. Die Berechnung der Austrocknungsgrenze für diese Randbedingung erlaubt dann eine Abschätzung der zu erwartenden Stagnationstemperatur dargestellt durch Punkt B3.

Zunächst wird die Wechselwirkungsgrenze dem Anwendungsfall im Kollektor unter Variation des Wärmerohrinnendurchmessers im Bereich der Transportzone gegenübergestellt. Die vom Wärmerohr zu übertragende Leistung im Kollektor in Abhängigkeit der Kondensatortemperatur ergibt sich durch Berücksichtigung der Absorberfläche pro Wärmerohr sowie dem zu erwartenden Kollektorwirkungsgrad und der Berücksichtigung des thermischen Leitwerts des Sammlers. Abbildung 8.5 stellt den Vergleich dar.

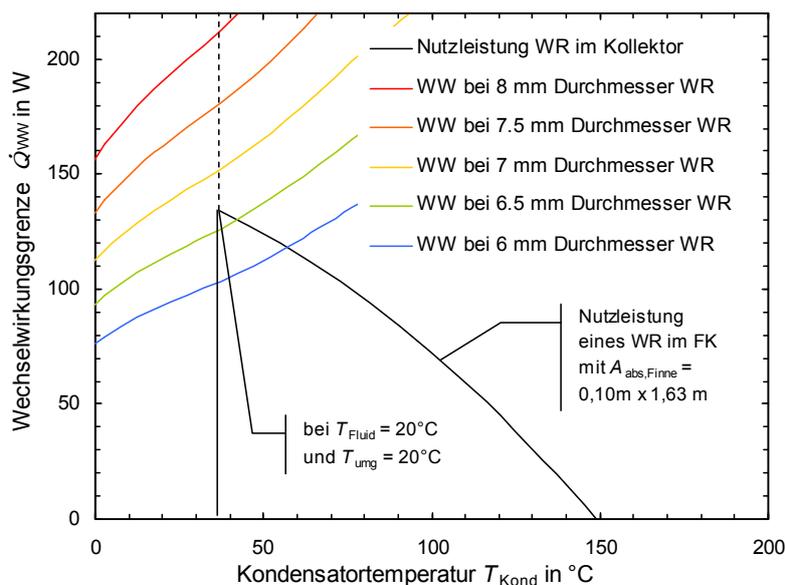


Abbildung 8.5: Auslegung des Wärmerohrinnendurchmessers durch Ermittlung der Wechselwirkungsgrenze und Vergleich mit der vom Wärmerohr im Flachkollektor zu übertragenden Nutzleistung

Es zeigt sich, dass ein minimaler Innendurchmesser von 7,4 mm unter Berücksichtigung der Neigungswinkelabhängigkeit der Wechselwirkungsgrenze möglich ist (vgl. auch Abbildung 6.10). Zusätzlich sind die benötigten Rohrwandstärken für Kupfer und Aluminium-Rohre entsprechend Gleichung (9.1) ausgelegt worden. Es ergeben sich minimale Rohrabmaße von 8,2 x 0,4 mm für Kupfer und 9 x 0,8 mm für eine Aluminiumlegierung (mit relativ geringer Festigkeit gegenüber anderen Aluminium-Legierungen). Aufgrund fertigungstechnischer Aspekte innerhalb der Wärmerohrfertigung im Labormaßstab am ISFH und unter Berücksichtigung von Verfügbarkeit sind Kupferrohre mit Abmaßen von 10 x 1 mm und Aluminium-Rohre mit Abmaßen von 10 x 0,8 mm definiert worden.

Zusätzlich ist es das Ziel, die Temperatur im Solarkreis respektive Sammler, im Fall der Stagnation möglichst weit zu begrenzen. Dazu gilt es die Austrocknungsgrenze mittels des in Abschnitt 6.3.2 beschriebenen Modells für die nun vollständig definierte Wärmerohrgeometrie und Aceton als festgelegtes Arbeitsmedium zu berechnen. Abbildung 6.8 stellt dar, welche Austrocknungsgrenzen bezogen auf die Kondensatortemperatur sich durch Variation der Masse an Arbeitsmedium ergeben. Die Abschätzung der Kollektorleistung als Funktion der Kondensatortemperatur entspricht der für Abbildung 8.5 erläuterten Vorgehensweise. Die dargestellten Austrocknungskurven sind für einen Wärmerohrinnendurchmesser von 8 mm entsprechend der zu verwendenden Kupferrohren berechnet worden. Für die zu verwenden-

den Aluminium-Rohre wurde gleiches Verfahren angewendet. Beispielhaft für die Kupfer-Wärmerohre ergibt die Auslegung, dass bei einer Einstrahlung von 950 W/m^2 und einer Umgebungstemperatur von 25°C (unter Berücksichtigung der in Abbildung 8.1 genannten Kollektorkennwerte) eine Masse von $2,1 \text{ g}$ Aceton zu einer Abschaltung mit Einfluss auf die Kollektorleistungskurve ab einer Solarkreisfluidtemperatur von 100°C führen sollte. Somit ist für die Kupfer-Wärmerohre eine Masse an Aceton von $2,1 \text{ g}$ und für die Aluminium-Wärmerohre von $2,2 \text{ g}$ festgelegt worden. Die Abschalttemperatur liegt damit für die Wärmerohre bei knapp unter 140°C entsprechend der Berechnung, was ebenfalls zu dieser Temperaturbegrenzung im Kollektor im Fall der Stagnation im Bereich des Sammlers führen sollte. Damit zeigt die Auslegung, dass eine Stagnationstemperaturminderung in Flachkollektoren durch die Nutzung von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien möglich sein kann.

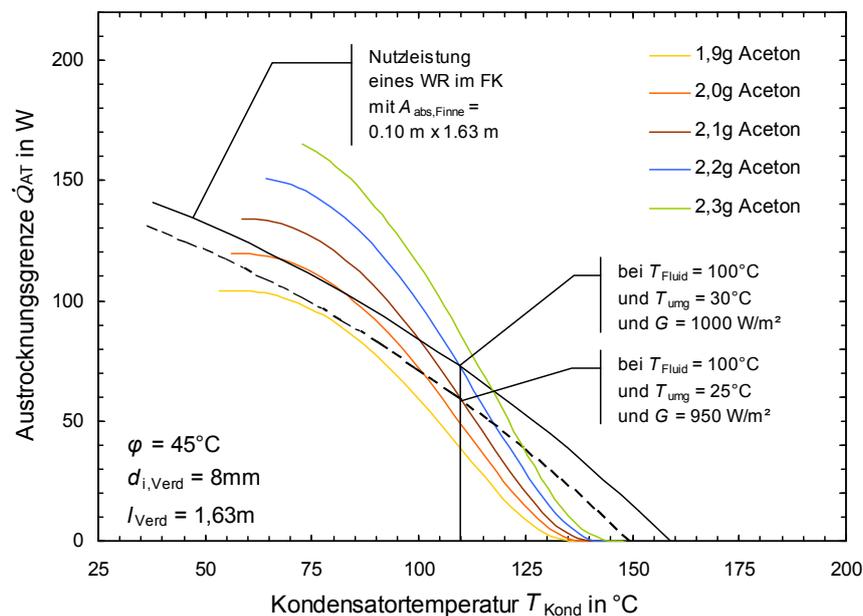


Abbildung 8.6: Auslegung der Masse an Arbeitsmedium durch Ermittlung der Austrocknungsgrenze und Vergleich mit der vom Wärmerohr im Flachkollektor zu übertragenden Nutzleistung

Es sei bemerkt, dass die Auslegungsverfahren geeignet sind, um ungefähr den benötigten Innendurchmesser und die sinnvolle Masse an Arbeitsmedium auszulegen, aber aufgrund der Vielzahl der mit Unsicherheiten behafteten Annahmen, wie z. B. Transmission der Scheibe, Absorptionsgrad des Absorbers, thermischer Leitwert des Sammlers und thermische Verluste des Kollektors keine exakte Vorhersage getroffen werden kann.

Bzgl. Auslegung des Sammlers wurde auf die Strömungssimulationssoftware ANSYS 13 zurückgegriffen und entsprechend dem Simulationsansatz, wie er in Abschnitt 6.4 beschrieben ist, verfahren. Es ist bereits genannt worden, dass mehrere Lösungsansätze für eine Sammlergeometrie auf Materialeinsatz und Wärmetransportfähigkeit hin untersucht worden sind. Der vielversprechendste Ansatz als trockene Anbindung mit Kupfer-Sammelrohren wurde bzgl. verschiedenster Einflussfaktoren detailliert durch Simulationsstudien analysiert. Es handelt sich bei dem verfolgten Lösungsansatz um eine Sammlergeometrie aus den einfachen Halbzeugen Rohr und Blech. Diese werden durch geeignete Verbindungsverfahren miteinander kontaktiert, so dass eine ausreichend gute Wärmetransportfähigkeit mit

möglichst geringem Materialeinsatz realisiert werden kann. So wurden Materialstärken, Rohrdurchmesser und Art der Verbindung innerhalb der Auslegung variiert. Abbildung 8.7 stellt exemplarisch eine Simulationsstudie zum Einfluss der thermischen Güte der verschiedenen Verbindungstechniken auf den thermischen Leitwert des Sammlers dar. Die thermischen Leitwerte verschiedener Verbindungstechniken sind bereits in Abschnitt 4.3.1 in Tabelle 4.3 aufgezeigt worden. Teilweise ist nur eine Bandbreite des thermischen Leitwerts der Verbindungen angegeben, welche so auch in Abbildung 8.7 dargestellt sind.

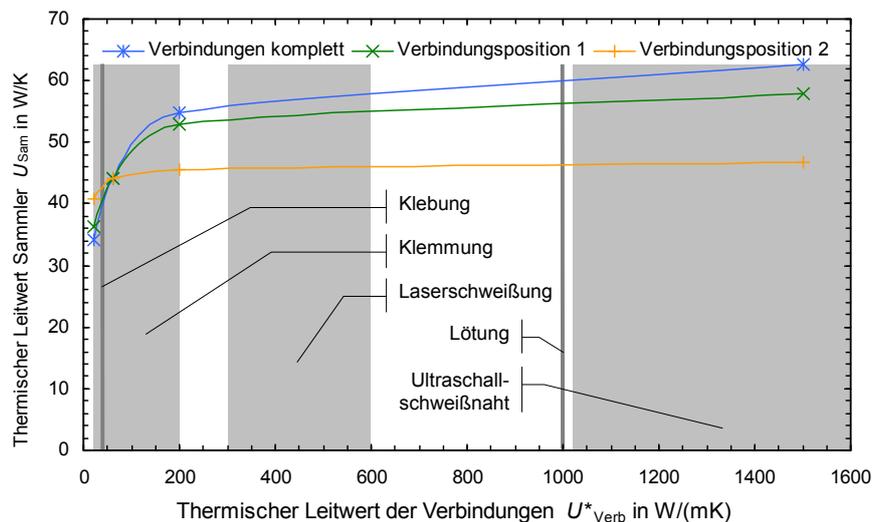


Abbildung 8.7: Simulationsstudie zum Einfluss der Wärmetransportfähigkeit verschiedener Verbindungstechniken auf den thermischen Leitwert der Sammlergeometrie mit Anbindungsmöglichkeit für 10 Wärmerohre zur Integration in FK

Es zeigt sich, dass bei Verwendung thermisch gut leitender Verbindungstechniken zwischen Rohr und Leitblechen wie Laserschweißnähten, Lötungen oder Ultraschallschweißnähten thermische Leitwerte des Sammlers mit zehn Kondensatoranbindungen von über 55 W/K und damit über 5,5 W/K für eine Kondensatoranbindung erreicht werden können. (Diese Werte gelten für einen Massenstrom von 120 kg/h für eine bestimmte Konfiguration des Sammlers.) Ein Vergleich mit marktüblichen Sammlern für VRK zeigt, dass der thermische Leitwert des entwickelten Sammlers im Mittelfeld der Proben und leicht unterhalb des Leitwerts von Sam-3 liegt (vgl. Abbildung 6.15). Aufgrund der sehr spezifischen Form der Wärmerohrkondensatoren können die marktüblichen Sammler allerdings nicht eingesetzt werden.

Damit ist die Auslegung von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien und des Sammler anhand von ausgewählten Aspekten beispielhaft dargestellt worden. Die Auslegung mittels der in Kapitel 6 aufgezeigten Berechnungsverfahren stellt dar, dass die Integration von Wärmerohren zur Temperaturbegrenzung in FK möglich ist und dass mit der vorgeschlagenen Wärmerohrlösung eine Begrenzung der Stagnationstemperatur auf ca. 140°C erreicht werden kann.

8.3 Konstruktion der Flachkollektor-Prototypen

Entsprechend der Auslegung sind zwei Flachkollektor-Prototypen mit einerseits Kupfer-Wärmerohren (Prüflingsbezeichnung P.1) und andererseits mit Aluminium-Wärmerohren (Prüflingsbezeichnung P.1.1) umgesetzt worden. Die Prototypen werden im Sonnensimulator des ISFH experimentell auf ihre Leistungsfähigkeit sowie ihr Abschaltverhalten im Stagnationsfall durch Bestimmung der Kollektorwirkungsgradkurve untersucht. Damit wird die oben erarbeitete Aussage, dass die Integration von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien in Flachkollektoren zu ausreichenden Kollektorwirkungsgraden und Temperaturbegrenzung bei Stagnation führen kann, messtechnisch bewertet.

Die Gravitationswärmerohre sind entsprechend der Auslegung am ISFH mit dem in Kapitel 5 beschriebenen Befüllverfahren hergestellt worden. Die Anbindung der Wärmerohrverdampferbereiche an einen typischen Vollflächenabsorber mit selektiver Beschichtung wurde mittels Laserschweißverfahren bei dem Industrieprojektpartner KBB Kollektorbau realisiert. Abbildung 8.8 veranschaulicht das Ergebnis beispielhaft für die Prototypvariante mit Aluminium-Wärmerohren P.1.1.



Abbildung 8.8: Ausschnitt der Rückseite unten des Absorbers mit Aluminium-Absorberblech sowie per Laserschweißverfahren mit dem Absorberblech verbundenen Aluminium-Wärmerohren

Folgend sind die Wärmerohre mittels Lötverfahren mit der konzipierten und am ISFH umgesetzten Sammlerlösung verbunden worden. Es wurde ein Aluminium-Weichlot eingesetzt, was aufgrund der nur geringen Temperaturen im Stagnationsfall am Sammler durch die Wärmerohrabschaltung zulässig ist. Aufgrund der stoffschlüssigen Verbindung von Kupfer-Sammelrohren über Wärmeleitbleche mit den Aluminium-Wärmerohren bei P.1.1 stellt sich die Frage nach ausreichender mechanischer Stabilität der Lötverbindungen bei unterschiedlicher thermischer Ausdehnung von Kupfer und Aluminium im Kollektorbetrieb. Dazu wurden die Sammlergeometrien thermischen Belastungen entsprechend der zu erwartenden

Temperaturniveaus in einer Klimakammer ausgesetzt. Es konnte gezeigt werden, dass die Weichlotverbindungen die auftretenden Spannungen auch bei zyklischen Belastungen aufnehmen können. Es sind zwei leicht unterschiedliche Sammlerlösungen für den Prototyp P.1 sowie den Prototyp P.1.1 angefertigt worden. Diese unterscheiden sich in den Rohrquerschnitten der Sammelrohre sowie darin, dass für die Sammlergeometrie von P.1.1 zusätzlich in die Rohre Ketten zur Erhöhung der Turbulenz eingebracht sind. Die gefertigten Absorber-Wärmerohr-Sammler-Konfigurationen sind in Standard-Flachkollektorgehäuse der Kollektorproduktreihe K4 der Fa. KBB Kollektorbau integriert worden. Tabelle 8.1 stellt die Eigenschaften der in den Prototypen eingesetzten Komponenten dar.

Tabelle 8.1: Eigenschaften der verwendeten Komponenten für die Flachkollektorprototypen mit Kupfer-Wärmerohren P.1 sowie Aluminium-Wärmerohren P.1.1

Komponente	Eigenschaft
Kollektorgehäuse	Gehäuse der K4 Kollektorreihe der Fa. KBB Kollektorbau
Dämmung	Standard FK Mineralwolldämmung mit Dämmstärke $D_{\text{Dämm}} = 50$ mm
Verglasung	Eisenarmes strukturiertes Solarglas mit Transmissionsgrad $\tau \approx 0,90$
Absorberblech	Selektiver Aluminium-Vollflächenabsorber mit Materialstärke $S_{\text{Abs}} = 0,5$ mm und Absorptionsgrad $\alpha_{\text{abs}} \approx 0,95$
Absorberfläche	$A_{\text{abs}} = 1630$ mm x 1100 mm entspricht der Aperturfläche
Bruttofläche	$A_{\text{Koll}} = 1870$ mm x 1150 mm
Wärmerohre P.1	10 Kupfer Wärmerohre mit Rohraußendurchmesser $d_{\text{a,WR}} = 10$ mm Rohrinnendurchmesser $d_{\text{i,WR}} = 8$ mm 2,1 g Aceton als Arbeitsmedium Finnenbreite des Absorbers $W_{\text{Abs}} = 110$ mm
Wärmerohre P.1.1	10 Aluminium HyLife Solar Wärmerohre mit Rohraußendurchmesser $d_{\text{a,WR}} = 10$ mm Rohrinnendurchmesser $d_{\text{i,WR}} = 8,4$ mm 2,2 g Aceton als Arbeitsmedium Finnenbreite des Absorbers $W_{\text{Abs}} = 110$ mm
Sammelrohr	Kupferrohr mit Rohrmaßen von 15 x 1 bzw. 12 x 0,4

Es sind zusätzlich 30 PT-100 Temperatursensoren auf dem Absorber, den Wärmerohren und dem Sammler aufgebracht worden um die Einzelkomponenten bzgl. ihrer thermischen Leitwerte separat während der Kollektorleistungsmessungen im Sonnensimulator bewerten zu können. Zwei der zehn im Kollektor integrierten Wärmerohre wurden mit jeweils mehreren Sensoren auf dem Verdampfer- und Kondensatorbereich ausgestattet, um die thermischen Leitwerte sowie die Temperaturverteilung im Betriebsbereich des Kollektors als auch im Fall der Stagnation detailliert analysieren zu können.

Grundsätzlich handelt es sich bei den Kollektorprototypen also um Flachkollektoren mit neuen Wärmerohrlösungen mit organischen Arbeitsmedien, die eine Temperaturbegrenzung im Fall der Stagnation ermöglichen sollen. Die Begrifflichkeit Prototyp bedeutet hier nicht Vorserienprototyp sondern eine erste Umsetzung mit bereits minimiertem Materialaufwand

aber noch keiner bzgl. Kollektorfertigung optimierten Sammler und Wärmerohrlösungen, die dazu dienen, die grundsätzliche Funktionsfähigkeit und damit Machbarkeit des Technologieansatzes aufzuzeigen. Bei Prototyp P.1.1 handelt es sich zusätzlich um einen Flachkollektor mit minimiertem Kupfereinsatz durch den Einsatz von Aluminium-Wärmerohren, wobei das Solarkreisfluid weiterhin nur mit Kupfer in Kontakt steht und damit keine Korrosionsproblematik im Solarkreis vorliegt. Abbildung 8.9 zeigt den komplett montierten Prüfling P.1, wobei Prüfling P.1.1 mit Aluminium-Wärmerohren äußerlich keine signifikanten Abweichungen zur Darstellung aufweist.



Abbildung 8.9: Flachkollektor-Prototyp mit Gravitationswärmerohren und einer von der Absorberoberfläche getrennten Sammlerausführung zur Minderung der Solarkreisfluidtemperatur im Stagnationsfall

8.4 Messtechnische Bewertung der Wärmetransporteigenschaften der Kollektoren

Die im vorangegangenen Abschnitt genannten Flachkollektor-Prototypen sind im Sonnensimulator des ISFH auf ihre Leistungsfähigkeit sowie auf ihr Abschaltverhalten im Stagnationsfall hin messtechnisch untersucht worden. Die Bestimmung des Kollektorwirkungsgrads in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und mittlerer Fluidtemperatur ist Anlehnung an das in [EN 12975-2] beschriebene Messverfahren durchgeführt worden. Dabei wurde als Fluidkreisthermostat ein Hochtemperatur-Thermostat mit Wasser als Wärmeträgermedium und einem Betriebsdruck von 12 bar zur Erreichung von Fluidtemperaturen auch über 100°C zur Ermittlung des Kollektorverhaltens im Stagnationsfall eingesetzt. Durch zusätzliche Temperatursensoren innerhalb des Kollektors wird auf die jeweiligen thermischen Leitwerte der Einzelkomponenten Absorber, Wärmerohr und Sammler bei Nutzleistungsübertragung geschlossen. Für alle Messungen liegt die Bestrahlungsstärke

G im Bereich von 870 bis 900 W/m², die Umgebungstemperatur T_{umg} im Bereich von 25°C sowie die Windgeschwindigkeit erzeugt durch Windgeneratoren über der Kollektoroberfläche im Mittel bei ca. 3 m/s. Abbildung 8.10 veranschaulicht den Messaufbau.

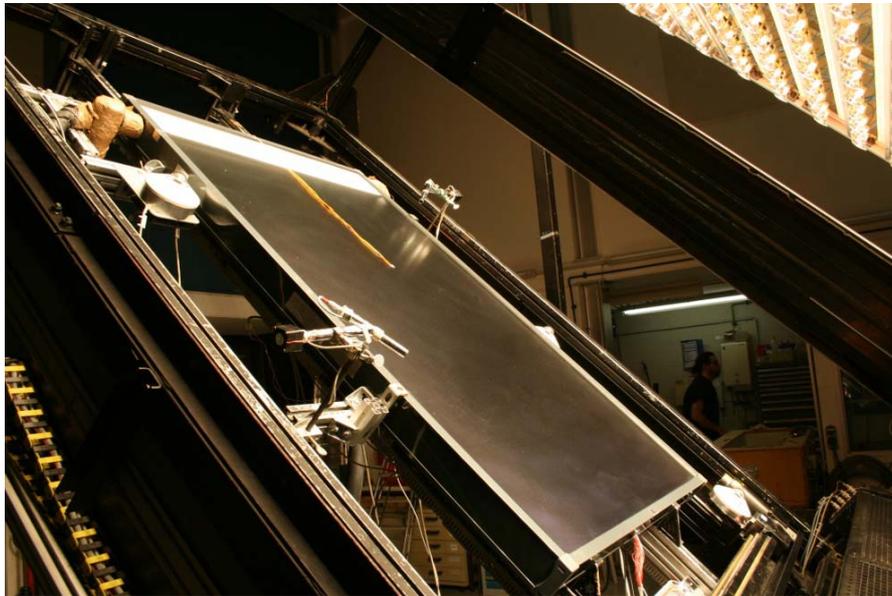


Abbildung 8.10: Messaufbau zur Bestimmung der Kollektorwirkungsgradkurve sowie des Abschaltverhaltens der neu entwickelten Flachkollektor-Prototypen mit Wärmerohren im Sonnensimulator I des ISFH

8.4.1 Konversionsfaktoren und interne Leitwerte

Für die Bestimmung des Konversionsfaktors η_0 – Kollektorwirkungsgrad bei mittlerer Fluidtemperatur gleich Umgebungstemperatur – sind mehrere Parametervariationen der Randbedingungen durchgeführt worden. So ist eine Variation von Massenstrom des Fluidkreises als auch eine Variation des Neigungswinkels des Kollektors ausgeführt worden. Ziele sind grundsätzliche Aussagen zum erreichten Konversionsfaktor treffen zu können sowie die Abhängigkeit des Kollektorwirkungsgrads und der Wärmetransportfähigkeiten von Wärmerohr und Sammler von diesen externen Betriebsparametern zu bestimmen.

Zunächst soll ein exemplarisches Ergebnis aufzeigen, welcher Konversionsfaktor grundsätzlich erreicht wird und in welchen Größenordnungen der interne Leitwert sowie die thermischen Leitwerte der Einzelkomponenten liegen. Tabelle 8.2 stellt die Kennwerte dar, die für Kollektor P.1 für einen Kollektorneigungswinkel von 45° sowie einen Massenstrom von 480 kg/h, was unter Berücksichtigung Aperturfläche des Kollektors 268 kg/hm² bedeutet, gemessen wurden. Die Kollektorwirkungsgrade werden im Folgenden immer auf die Aperturflächen bezogen, die für die Kollektor-Prototypen gleich den Absorberflächen sind.

Tabelle 8.2: Messergebnis des Konversionsfaktors und der Einzelleitwerte des Nutzwärmestrompfads für Kollektors P.1 für einen Neigungswinkel von 45° und einen Massenstrom von 480 kg/h

Kollektor	φ in °	\dot{m} in kg/h	η_0	U_{int} in W/m ² K	U_{Abs} in W/K	U_{WR} in W/K	U_{Sam} in W/K
P.1	45	480	0,727	20,7	13,2	10,8	8,9

Es stellt sich dar, dass ein Konversionsfaktor von knapp 0,73 erreicht wurde. Wir bewerten den Wert für diesen Flachkollektor-Prototypen mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien als gut, da es sich einerseits um einen ersten nicht ausoptimierten Prototypen handelt und andererseits bereits ein reduzierter Materialaufwand vorliegt. Für eine Produktentwicklung werden allerdings höhere Konversionsfaktoren gefordert, um am Markt konkurrenzfähig zu direkt durchströmten Kollektoren sein zu können. Eine Steigerung des Kollektorwirkungsgrads für diese Kollektortechnologie ist durch weitere Optimierungsschritte ohne Materialmehraufwand durchaus vorstellbar. Es kann damit also schon hier ausgesagt werden, dass die Machbarkeit der Integration von abschaltenden Wärmerohren in Flachkollektoren bezogen auf die Leistungsfähigkeit des Kollektors gezeigt worden ist.

Der interne Leitwert U_{int} liegt bei $20,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ und ist damit wie zu erwarten der Hauptgrund des gegenüber direkt durchströmten Kollektoren geringeren Konversionsfaktors. Bezüglich des Vergleichs zu den marktüblichen Lösungen für VRK muss Folgendes berücksichtigt werden: In Abbildung 4.20 ist ebenfalls ein interner Leitwert von $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ für VRK mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien genannt worden. Diese Werte sind nur unter der Beachtung der jeweiligen Flächen einer Absorberfinne vergleichbar. So stellt sich dar, dass unter diesem Gesichtspunkt sich für die Variante im VRK ein Wert von $1,8 \text{ W/K}$ und für die hier im FK angewendete Variante ein Wert von $3,6 \text{ W/K}$ ergibt. Dies bedeutet also, dass die Wärmetransportfähigkeit des Nutzwärmestrompfads der hier im FK umgesetzten Lösung doppelt so hoch ist wie die marktüblicher Lösungen für VRK. Dies ist nach Tabelle 8.2 maßgeblich durch eine starke Verbesserung des thermischen Leitwerts der Wärmerohre erreicht worden. Es ist ein thermischer Leitwert der Wärmerohre von $10,8 \text{ W/K}$ experimentell ermittelt worden, wobei es sich um den Mittelwert von zwei Wärmerohren im FK-Prototyp, die mit mehreren Temperatursensoren bestückt waren, handelt. Der Sammler liegt mit ca. 9 W/K bei einem Massenstrom von 480 kg/h im Bereich der Abschätzung durch die Strömungssimulation. Wie genannt ist der Konversionsfaktor beider Kollektor-Prototypen auch unter Variation des Neigungswinkels ermittelt worden. Abbildung 8.11 stellt die Messergebnisse dar.

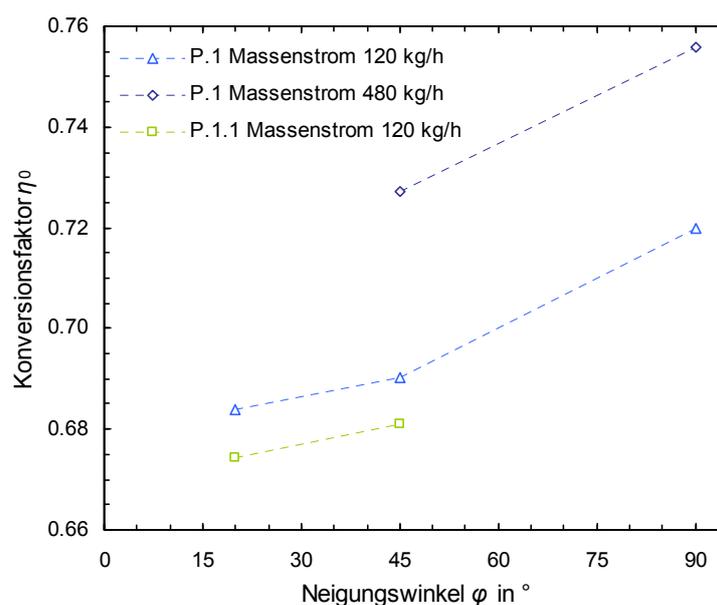


Abbildung 8.11: Messergebnisse der Konversionsfaktoren der beiden FK-Prototypen P.1 und P.1.1 in Abhängigkeit des Neigungswinkels

Zunächst stellt sich dar, dass der Konversionsfaktor des Kollektors P.1.1 mit Aluminium-Wärmerohren weniger als ein Prozentpunkt unterhalb des Konversionsfaktors des Kollektors P.1 mit Kupfer-Wärmerohren liegt. Damit ist die Wärmetransportfähigkeit des Nutzwärme-strompfads und auch der Wärmerohre beider Kollektoren fast gleich. Zusätzlich zeigt sich, dass der Einfluss des Neigungswinkels zwischen einer Neigung von 20° und 45° nur gering ist, da der Konversionsfaktor für 20° nur um ca. 0,5 Prozentpunkte niedriger liegt. Dies kann vollständig durch die höheren thermischen Verluste des Kollektors bei geringeren Aufstellwinkeln begründet werden (vgl. [Bartelsen 1999]). Für einen Neigungswinkel von 90° stellt sich allerdings dar, dass der Konversionsfaktor weitaus höher liegt. So liegt dieser um drei Prozentpunkte über dem Wert bei einem Neigungswinkel von 45°. Die nach [Bartelsen 1999] um ca. 10% geringeren thermischen Verluste des Kollektors gegenüber einem Aufstellwinkel 45° erklären hier nur die Steigerung des Konversionsfaktors um ca. einen Prozentpunkt. Die zusätzliche Steigerung ist bedingt durch einen besseren thermischen Leitwert der Wärmerohre bei diesem Kollektorneigungswinkel. Das bedeutet auch, dass die Wärmerohre bei geringeren Winkeln nicht optimal arbeiten, womit sich ein Aspekt bzgl. Optimierung abbildet. Zusätzlich ist aufgezeigt, dass die Neigungswinkelabhängigkeit unabhängig vom Massenstrom ist. Der Einfluss des Massenstroms selbst auf den Konversionsfaktor ist allerdings signifikant, wie in Abbildung 8.12 dargestellt.

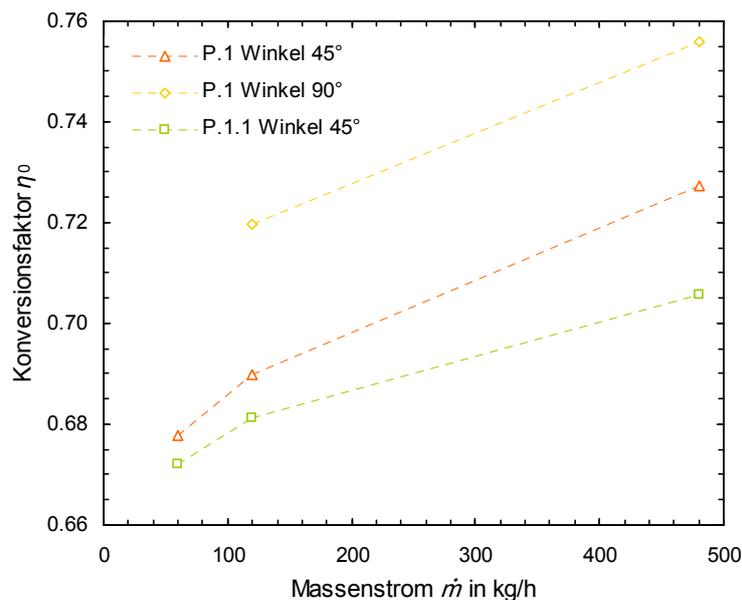


Abbildung 8.12: Messergebnisse des Konversionsfaktors für Kollektor P.1 und Kollektor P.1.1 in Abhängigkeit des Massenstroms

Bei einem Kollektorneigungswinkel von 45° beträgt der Konversionsfaktor von Kollektor P.1 bei einem Massenstrom von 120 kg/h (was 67 kg/hm² unter Berücksichtigung der Aperturfläche des Kollektors entspricht) $\eta_0 = 0,69$. Für einen Massenstrom von 480 kg/h respektive 268 kg/hm² beträgt der Konversionsfaktor 0,727. Die deutliche Abhängigkeit des Kollektorstromungsgrads vom Massenstrom ist begründet durch die im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren weitaus geringere Laufstrecke der Rohre, durch die das Solarkreisfluid im Kollektor fließt, da die Rohrführung nur im Bereich des Sammlers vorliegt.

Der höchste Konversionsfaktor wurde für Kollektor P.1 mit 0,756 bei einem Neigungswinkel von 90° und einem Massenstrom von 268 kg/hm² gemessen. Dieser Wert liegt damit schon

in Bereichen, die für am Markt zu platzierende Kollektoren nötig sind. Wir gehen davon aus, dass ohne den Materialeinsatz zu erhöhen Konversionsfaktoren oberhalb 0,75 für Standardbedingungen (Neigung 45° und Massenstrom 120 kg/h) erreicht werden können.

Abbildung 8.13 stellt zur Verdeutlichung des Einflusses des Massenstroms die Messergebnisse der internen Leitwerte U_{int} sowie der thermischen Leitwerte des Sammlers U_{Sam} sowohl für Kollektor P.1 als auch Kollektor P.1.1 dar. Die Abhängigkeit des internen Leitwerts vom Massenstrom ist für Kollektor P.1 deutlich größer als für Kollektor P.1.1. Der Einfluss des Massenstroms auf den thermischen Leitwert des Sammlers ist nach Abbildung 8.13 dabei ausschlaggebend für die Massenstromabhängigkeit des internen Leitwerts. Für Kollektor P.1.1 stellt sich eine geringere Abhängigkeit vom Massenstrom dar, was durch eingebrachte Turbulatoren im Sammelrohr dieses Kollektors begründet ist. Da in der Realität je nach Anlagenkonfiguration der Massenstrom im Kollektor stark variieren kann, ist damit die Integration von Turbulatoren in den Strömungskanal des Sammlers ein probates Mittel, um den Einfluss des Massenstroms zu verringern und damit Anlagenauslegungen zu vereinfachen.

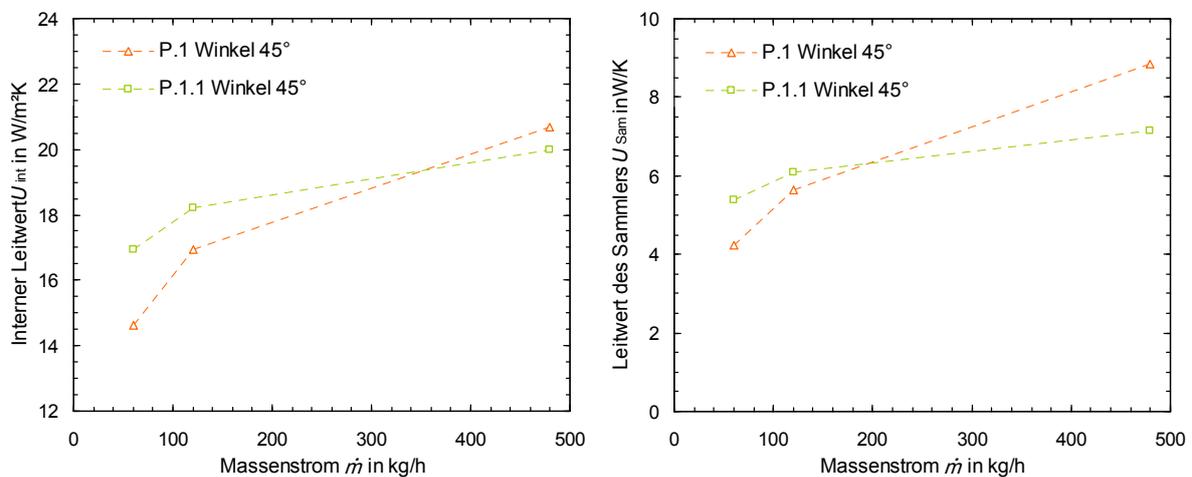


Abbildung 8.13: Messergebnisse der internen Leitwerte U_{int} sowie der thermischen Leitwerte des Sammlers U_{Sam} der beiden Kollektoren P.1 und P.1.1 in Abhängigkeit des Massenstroms

Grundsätzlich ist also mittels der messtechnischen Bewertung der FK-Prototypen im Sonnensimulator des ISFH gezeigt worden, dass die ersten Umsetzungen von Wärmerohrlösungen mit Kupfer- als auch Aluminium-Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien vielversprechende Leistungskennzahlen der Kollektoren liefern. Wir gehen davon aus, dass durch weitere Optimierungsschritte ohne erheblichen Materialmehraufwand (und auch unter Berücksichtigung der Fertigbarkeit der Sammlerkonfiguration innerhalb einer Kollektorproduktion) konkurrenzfähige Kollektorwirkungsgrade im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren erreicht werden können. Allerdings ist das eigentliche Ziel dieser Technologieentwicklung eine Stagnationstemperaturminderung der Flachkollektoren durch abschaltende Wärmerohre. Dies wird durch messtechnische Bestimmung der gesamten Kollektorwirkungsgradfunktion inkl. Abschaltverhalten ebenfalls durch Kollektorleistungsmessungen im folgenden Abschnitt 8.4.2 diskutiert.

8.4.2 Kollektorwirkungsgradkurven und Abschaltverhalten

Zunächst soll aufgezeigt werden, wie sich die FK-Prototypen mit Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien im Betriebsbereich des Kollektors verhalten. Dazu sind die Kollektorwirkungsgradkurven bis zu einer mittleren Fluidtemperatur von 100°C durch Messung der Kollektorwirkungsgrade für mehrere Temperaturdifferenzen zwischen Fluid- und Umgebungstemperatur bestimmt worden. Abbildung 8.14 stellt die Kollektorwirkungsgradkurven inkl. Messpunkten für die Kollektoren P.1 und P.1.1 bei einem Massenstrom von 120 kg/h sowie zusätzlich für Kollektor P.1 bei einem Massenstrom von 480 kg/h dar.

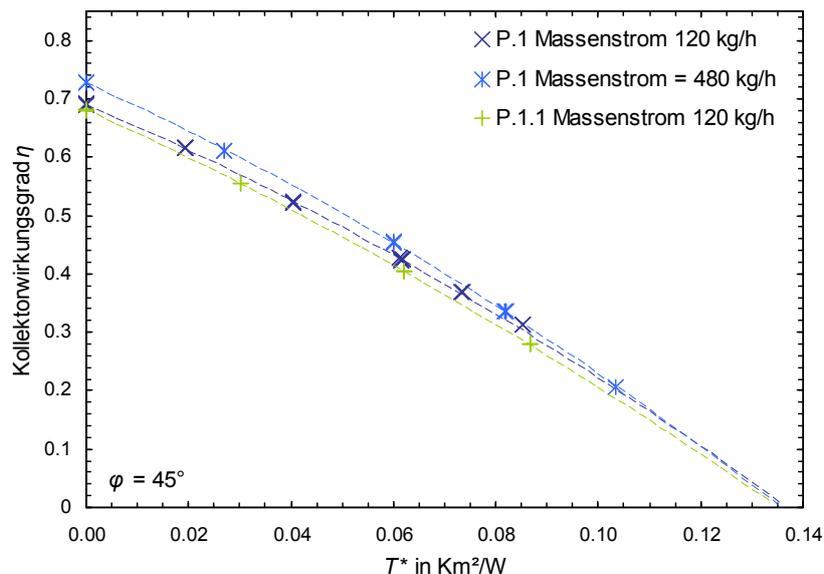


Abbildung 8.14: Messergebnisse der Kollektorwirkungsgradkurven der Kollektoren P.1 und P.1.1 ohne Abschaltverhalten, da nur Messpunkte bis zu einer mittleren Fluidtemperatur von 100°C berücksichtigt wurden

Die Kollektorwirkungsgradkurven zeigen wie zu erwarten eine typische Form für einfach verglaste Flachkollektoren innerhalb des Betriebsbereichs des Kollektors bis zu einer mittleren Fluidtemperatur von 100°C. Die Konversionsfaktoren entsprechen dabei den in Abschnitt 8.4.1 genannten Werten. Damit stellt sich dar, dass die Wärmerohrlösungen innerhalb des gesamten Betriebsbereichs keine auffälligen Einflüsse auf das Kollektorbetriebsverhalten haben und damit geeignet dimensioniert sind. In Tabelle 8.3 sind die entsprechend [EN 12975-2] ermittelten Kollektorkoeffizienten η_0 , a_1 und a_2 für die in Abbildung 8.14 aufgeführten Wirkungsgradkurven aufgelistet. Die thermischen Verlustkoeffizienten der Kollektoren entsprechen typischen Werten für Flachkollektoren, was durch Verwendung von marktüblicher Verglasung und Rückseitendämmung sowie Kollektorabmaßen auch so zu erwarten war.

Tabelle 8.3: Messergebnisse der Kollektorkoeffizienten für die Kollektoren P.1 und P.1.1 bei Massenströmen von 120 kg/h und 480 kg/h

Kollektor	\dot{m} in kg/h	η_0	a_1 in W/m ² K	a_2 in W/m ² K ²
P.1	480	0,727	3,921	0,0118
P.1	120	0,690	3,721	0,0107
P.1.1	120	0,681	3,957	0,0091

Zur Bewertung des Abschaltverhaltens der Kollektoren durch die Integration von Wärmerohren mit Aceton als Arbeitsmedium sind weitere Messpunkte bei erhöhten mittleren Fluidtemperaturen aufgenommen worden. Die mittlere Fluidtemperatur ist dabei jeweils um ca. 5 K gesteigert worden. Abbildung 8.15 stellt den Kollektorwirkungsgrad für Kollektor P.1 in Abhängigkeit der mittleren Fluidtemperatur im Vergleich zur Kollektorwirkungsgradkurve dar, wobei die Prüfbedingungen in Diagramm aufgelistet sind.

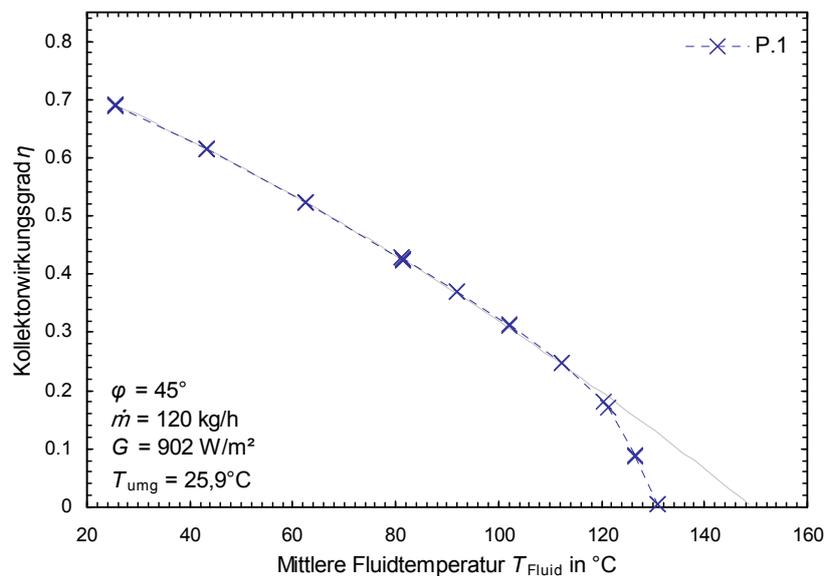


Abbildung 8.15: Messergebnisse des Kollektorwirkungsgrads von Kollektor P.1 in Abhängigkeit der mittleren Fluidtemperatur und damit Darstellung des Abschaltverhaltens durch die Wärmerohrleistungsbegrenzung bei höheren Temperaturen

Die Austrocknungsgrenze der Wärmerohre beginnt ab einer mittleren Fluidtemperatur von ca. 115°C Einfluss auf den Kollektorwirkungsgrad zu nehmen. Das bedeutet, dass ab dieser Temperatur die vom Kollektor übertragene Nutzleistung begrenzt wird, da die von den Wärmerohren übertragene Leistung durch deren Austrocknungsverhalten begrenzt wird. Der Kollektorwirkungsgrad sinkt stärker als durch die Kollektorwirkungsgradkurve dargestellt. So ist der Wirkungsgrad bereits bei einer mittleren Fluidtemperatur von ca. 130°C gleich null. Das heißt, dass die Temperatur am Sammler und damit im Wärmeträgermedium des Solarreises hier auf maximal 130°C begrenzt ist. Dies gilt für den Fall der Kollektorleistungsmessung mit über der Kollektorfläche aufgeprägter Windgeschwindigkeit von ca. 3 m/s im Mittel sowie eine Umgebungstemperatur von ca. 25°C.

Damit ist grundsätzlich gezeigt, dass die Austrocknungsgrenze der Wärmerohre wie geplant zu einer Begrenzung der von den Wärmerohren übertragenen Leistung und damit zu einer Minderung der Temperatur des Solarkreisfluids im Stagnationsfall für den Kollektor P.1 führt. Das Abschaltverhalten von Kollektor P.1.1 mit Aluminium-Wärmerohren wurde durch gleiches Messverfahren ebenfalls bewertet, wobei hier zusätzlich eine Variation des Kollektorneigungswinkels mit eingestellten Winkeln von 45° und 20° durchgeführt wurde. Abbildung 8.16 stellt den Kollektorwirkungsgrad wieder über der mittleren Fluidtemperatur für beide Neigungswinkel dar.

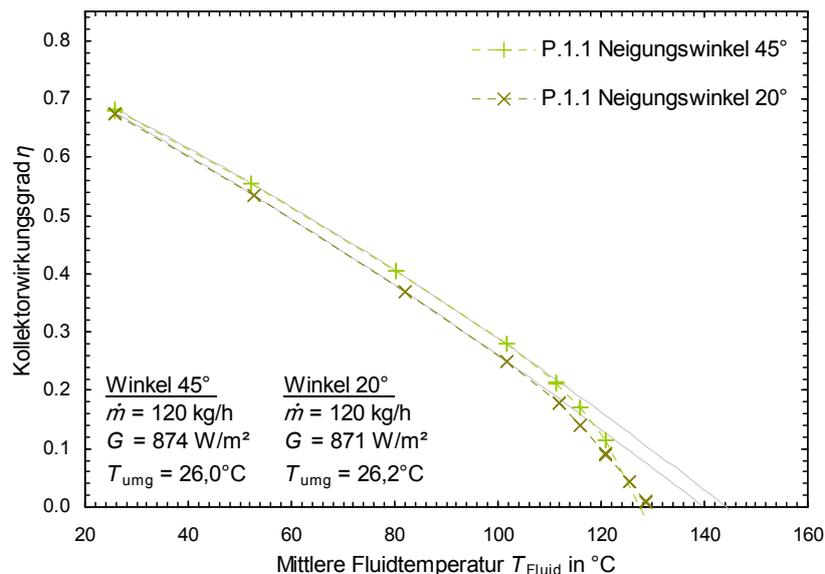


Abbildung 8.16: Messergebnisse des Kollektorwirkungsgrads von Kollektor P.1.1 in Abhängigkeit der mittleren Fluidtemperatur für Kollektorneigungswinkel von 45° sowie 20°

Für einen Neigungswinkel von 45° stellt sich die Begrenzung der Stagnationstemperatur des Kollektors P.1.1 mit Aluminium-Wärmerohren ähnlich zum Verhalten des Kollektors mit Kupfer-Wärmerohren dar. Die mittlere Fluidtemperatur, bei der der Kollektorwirkungsgrad gleich null ist, liegt hier bei ca. 128°C . Für einen Neigungswinkel von 20° weisen die thermischen Verlustkoeffizienten a_1 und a_2 des Kollektors größere Werte auf und die Abschaltung verläuft etwas flacher. Dies kann mit der Neigungswinkelabhängigkeit der thermischen Verluste, wie es auch in [Bartelsen 1999] gezeigt ist, sowie der Neigungswinkelabhängigkeit der Austrocknungsgrenze, wie sie in Abschnitt 6.3.2 diskutiert worden ist, begründet werden. Grundsätzlich liegt auch hier die mittlere Fluidtemperatur bei ca. 130°C , bei der der Kollektorwirkungsgrad gleich null ist. Damit ist die Abschaltung auch für den Kollektor P.1.1 mit Aluminium-Wärmerohren gezeigt worden, wobei sich zusätzlich darstellt, dass die Stagnationstemperaturbegrenzung auch für kleinere Kollektorneigungswinkel als 45° wirksam ist.

Der Einfluss der Abschaltung durch die Wärmerohre ist durch Darstellung der Kollektorwirkungsgrade über der mittleren Fluidtemperatur zwar deutlich erkennbar, erscheint aber nicht besonders groß. Betrachtet man die Temperaturverteilung im gesamten Kollektor so wird deutlich, welche signifikante Minderung der maximalen Temperatur des Solarkreisfluids im Stagnationsfall im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren erreicht wird. Wie zuvor genannt sind zwei der zehn Wärmerohre in den FK-Prototypen über ihrer Länge mit mehre-

ren Temperatursensoren bestückt worden, um die Temperaturverteilung im Fall der Stagnation detailliert bewerten zu können. In Abbildung 8.17 ist die Temperaturverteilung über einem exemplarischen Wärmerohr in der Mitte des Kollektors P.1 für mehrere Betriebspunkte dargestellt. So ist die Wärmerohrtemperatur für mittlere Fluidtemperaturen von 25°C, 100°C und 130°C dargestellt. Die Darstellung bei einer mittleren Fluidtemperatur von 130°C entspricht dem Stagnationsfall, für den der Kollektorwirkungsgrad sowie die Kollektornutzleistung gleich null sind. Die Messergebnisse sind während der Kollektorleistungsmessung des Kollektors P.1 bei einem Massenstrom von 120 kg/h, einem Kollektorneigungswinkels von 45° sowie $G \approx 900 \text{ W/m}^2$ und $T_{\text{umg}} \approx 25^\circ\text{C}$ aufgenommen worden.

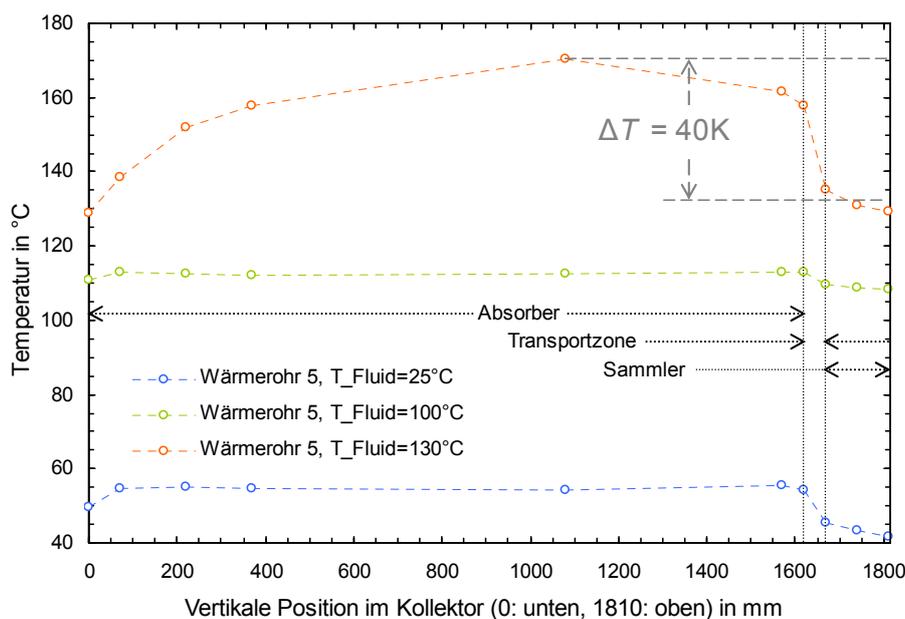


Abbildung 8.17: Messergebnisse der vertikalen Temperaturverteilung auf einem Wärmerohr in der Mitte des Kollektors P.1 für die Betriebspunkte bei 25°C und 100°C mittlere Fluidtemperatur sowie für den Stagnationsfall

Für die Messpunkte innerhalb des Kollektorbetriebsbereichs bei mittleren Fluidtemperaturen von 25°C und 100°C ist deutlich die zu erwartende homogene Temperaturverteilung auf dem Verdampfer der Wärmeröhre zu erkennen. Zusätzlich ist die Temperaturdifferenz zwischen Wärmerohrverdampfer und -kondensator, die durch den thermischen Leitwert des Wärmerohrs verursacht wird, ersichtlich. Für den Stagnationsfall stellt sich im Bereich des Wärmerohrverdampfers und damit dem Bereich des Absorbers eine typische Temperaturverteilung von Flachkollektoren für einen Neigungswinkel von 45° über der Höhe des Kollektors dar. So liegt die höchste Temperatur im Bereich von 2/3 Höhe des Kollektors. Diese beträgt ca. 170°C, was einer zu erwartenden Größenordnung bei $G \approx 900 \text{ W/m}^2$, $T_{\text{umg}} \approx 25^\circ\text{C}$ und $v_{\text{Wind}} = 3 \text{ m/s}$ entspricht. Die Temperatur am Wärmerohrkondensator liegt hingegen nur bei ca. 130°C. Dies entspricht der mittleren Fluidtemperatur bei Stagnation in Abbildung 8.15, da im Stagnationsfall keine Leistung von Wärmerohrkondensator in das Solarkreisfluid übertragen wird und damit der thermische Leitwert des Sammlers zu keiner Temperaturdifferenz führt. Somit stellt sich für diese Prüfbedingungen dar, dass die maximale Temperatur des Solarkreisfluids von 170°C, wie sie bei direkt durchströmten Kollektoren zu erwarten wäre, auf 130°C gesenkt werden konnte. Dies bedeutet eine Minderung der Stagnationstemperatur um ca. 40 K, was gleichfalls für die Kollektoren P.1 als auch P.1.1 der Fall ist.

Die Prüfbedingungen stellen allerdings nicht den realen Stagnationsfall dar. So wird im Anlagenbetrieb der Extremfall der Stagnation im Sommer bei hoher Einstrahlung und hoher Umgebungstemperatur sowie sehr geringen bzw. keinen Windgeschwindigkeiten und ausgeschalteter Solarkreispumpe vorliegen. Zur Abbildung dieses realen Stagnationsfalls sind weitere Messungen der Stagnationstemperaturen im Kollektor durchgeführt worden, wobei die Fluidkreispumpe sowie die Windgeneratoren für eine Messung ausgeschaltet und für eine weitere Messung der Fluidkreis komplett vom Kollektor entfernt wurde. Tabelle 8.4 listet die Messergebnisse auf.

Tabelle 8.4: Gemessene Stagnationstemperaturen auf 2/3 Höhe des Absorbers und in der Mitte der Sammlergeometrie bei unterschiedlichen Prüfbedingungen für die Kollektoren P.1 und P.1.1 bei einer Einstrahlung von ca. 900 W/m² und einer Umgebungstemperatur von ca. 26°C

	P.1		P.1.1	
	$T_{\text{Abs,2/3 Höhe}}$ in °C	$T_{\text{Sam,max}}$ in °C	$T_{\text{Abs,2/3 Höhe}}$ in °C	$T_{\text{Sam,max}}$ in °C
Fluidkreis angeschlossen, durchströmt, Wind	171,3	131,6	164,4	128,6
Fluidkreis angeschlossen, nicht durchströmt, kein Wind	178,9	138,3	179,7	137,8
Fluidkreis nicht angeschlossen, kein Wind	188,4	142,0		

Es stellt sich dar, dass für den Fall ohne Wind und angeschlossenen aber nicht durchströmten Fluidkreis maximale Temperaturen am Sammler für beide Kollektoren von ca. 138°C aufgetreten sind. Die Temperaturen auf 2/3 Höhe des Absorbers erreichten hingegen Werte von fast 180°C. Damit ist auch für diesen Stagnationsfall eine Minderung der maximalen Stagnationstemperatur um ca. 40 K aufgezeigt worden. Bei erhöhter Einstrahlung von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30°C wird mit einer Maximaltemperatur am Absorber von über 200°C gerechnet. Die Temperatur am Sammler wird hingegen aufgrund der Entkopplung durch abschaltende Wärmerohre nur sehr geringfügig steigen. Damit ist mit diesen Kollektorprototypen eine Minderung der maximalen Stagnationstemperatur des Solarkreisfluids von mindestens 40 K auf unter 140°C im Fall der Anlagenstagnation erreicht worden. Eine Begrenzung der Maximaltemperatur am Sammler auf noch geringere Werte kann durch Wärmerohroptimierung möglich sein.

Durch die Begrenzung der Stagnationstemperatur des Solarkreisfluids auf maximal ca. 140°C sowie die geringen Solarkreisfluidmengen im Kollektors werden im Stagnationsfall weitaus geringere Dampfreichweiten erreicht als bei direkt durchströmten Kollektoren, was die Belastung des Solarkreises und seiner Komponenten deutlich senkt. Des Weiteren kann durch eine Erhöhung des Anlagendrucks des Solarkreises Dampfbildung sogar vollständig unterbunden werden. Zusätzlich ist zu bemerken, dass im Kollektor neben dem Temperaturprofil über der Höhe ebenfalls ein Temperaturprofil über der Breite des Kollektors aufgrund von thermischen Randverlusten vorliegt. So ist ermittelt worden, dass bei ausgeschalteter Fluidkreispumpe die Temperaturen an den Sensoren zur Messung der Ein- und Austrittstemperatur an den Kollektoranschlüssen nur bei ca. 100°C lagen. Dies bedeutet, dass die maximale Temperatur am Solarkreis außerhalb des Kollektors noch einmal deutlich unterhalb der maximalen Temperatur des Solarkreisfluids im Sammler im Stagnationsfall liegt. Dies bedeutet, dass auch schon mit dem Abschaltverhalten dieser ersten Prototypen eine Polymerver-

rohrung des Solarkreises angedacht werden könnte. Die Vorteile und Vereinfachungen, die sich durch den Stagnationsschutz für den Solarkreis bieten, werden in Abschnitt 9.3 auch bzgl. Kostenreduktionspotentiale diskutiert.

Die innerhalb der Auslegung berechnete Begrenzung der Stagnationstemperatur auf 140°C konnte also durch die Kollektorleistungsmessungen bestätigt werden. Damit ist die Machbarkeit der Integration Wärmerohren in FK zur Minderung der Belastung des Solarkreisfluids im Stagnationsfall aufgezeigt worden. Es handelt sich bei der entwickelten Technologie um eigensicher die Stagnationstemperatur begrenzenden Flachkollektoren. Gleichzeitig konnte durch die Verwendung von Aluminium-Wärmerohren eine Minimierung des Kupfereinsatzes erreicht werden. Da das Solarkreisfluid durch Kupfer-Sammelrohre fließt, ist Korrosion im Solarkreis entgegen anderen Technologieansätzen weiterhin ausgeschlossen.

9 Material- und Kostenaspekte

In Abschnitt 7.2.2 ist dargestellt worden, dass mehrere organische Arbeitsmedien zur Verwendung in Gravitationswärmerohren für Sonnekollektoren zur Minderung der Anlagenbelastung im Stagnationsfall durch Nutzung der Austrocknungsgrenze geeignet sein können. In Abschnitt 2.2 ist zusätzlich genannt, dass Wärmerohre für Kollektoren typischerweise aus Kupfer gefertigt werden. Innerhalb der hier vorgestellten Arbeiten ist aber auch in Abschnitt 7.3 und Kapitel 8 die Möglichkeit des Einsatzes von Aluminium-Wärmerohren aufgezeigt worden.

So stellt sich einerseits die Frage, welche Rohrmaterialien mit welchen Arbeitsmedien zu langzeitstabilen Wärmerohren führen. Des Weiteren sind die Dimensionierung der Rohrwandstärke und damit der minimal mögliche Materialeinsatz interessant. Dies ist ebenfalls vom Arbeitsmedium selbst aufgrund der unterschiedlichen Dampfdrücke abhängig. Diese beiden Aspekte werden im Folgenden Abschnitt 9.1 diskutiert. Zusätzlich soll aufgezeigt werden, welche Kostenreduktionspotentiale sich durch Kupfersubstitution mit Aluminium-Wärmerohren bzgl. Kollektorkosten bieten. Dieser Aspekt wird beispielhaft in Abschnitt 9.2 für die in Kapitel 8 dargestellten neu entwickelten Aluminium-Wärmerohrlösungen für FK diskutiert. Als wesentlicher Aspekt bzgl. Kostenreduktionspotentiale solarthermischer Anlagen ist allerdings die Vereinfachung des Solarkreises zu nennen, die sich durch die Verwendung von Kollektoren mit organischen Arbeitsmedien zur Stagnationstemperaturminderung bieten. Hierzu werden einige ausgewählte Einsparpotentiale in Abschnitt 9.3 diskutiert.

9.1 Auswahl und Auslegung von Arbeitsmedium und Rohrwandmaterial

Die Rohrwandstärke der Wärmerohre ist entsprechend der im Wärmerohr entstehenden Drücke auszulegen. Der Druck im Wärmerohr ist eine Funktion des Temperaturniveaus sowie der Art des Arbeitsmediums und ist über der Länge des Wärmerohrs konstant. Der Druck wird sich entsprechend der mittleren Wärmerohrtemperatur einstellen. Zur Bestimmung der maximal bei Stagnation des Kollektors eintretenden mittleren Temperatur kann in guter Näherung die Temperatur axial über dem Wärmerohr gemittelt werden. Nach Abbildung 8.17 stellt sich z. B. eine stark ausgeprägte Temperaturspreizung über der Länge des Wärmerohrs bei Stagnation im FK dar. Ist sowohl flüssige Phase als auch gasförmige Phase des Arbeitsmediums im Wärmerohr vorhanden, so lässt sich der Druck im Wärmerohr entsprechend der Dampfdruckkurve des jeweiligen Arbeitsmediums berechnen. Ab der

entsprechend dem Modell der Austrocknungsgrenze nach Gleichung (6.6) oder Gleichung (1.1) zu berechnenden Abschalttemperatur, bei der der Dampfgehalt gleich eins ist, kann näherungsweise mit dem idealen Gasgesetz gerechnet werden. Selbiges gilt für die Berechnung des Drucks oberhalb der kritischen Temperatur des jeweiligen Arbeitsmediums. Abbildung 9.1 stellt exemplarische Druckverläufe für verschiedene Arbeitsmedien unter Berücksichtigung der Abschalt- bzw. kritischen Temperaturen dar. Es zeigt sich, dass der Innendruck signifikant geringer ist für höhere Temperaturen, wenn der Dampfgehalt bereits bei 150°C gleich eins ist, womit sich für abschaltende Wärmerohre der zusätzliche Vorteil geringerer benötigter Rohrwandstärken ergibt.

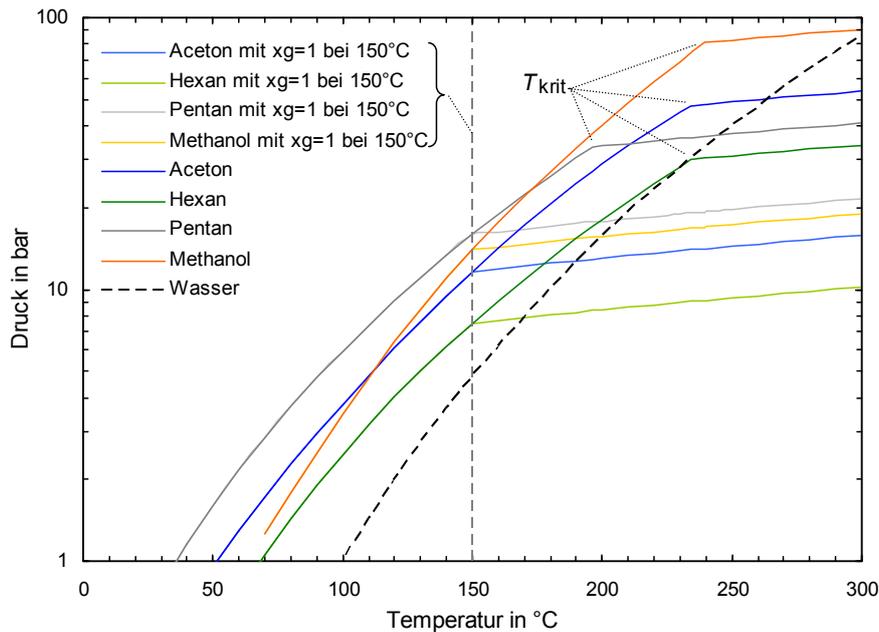


Abbildung 9.1: Innendruck in Wärmerohren für verschiedene Arbeitsmedien abhängig vom globalen Temperaturniveau sowie von der Abschalt- oder kritischen Temperatur des jeweiligen Arbeitsmediums

Die minimal mögliche Rohrwandstärke ist abhängig vom maximal auftretenden Innendruck im Wärmerohr, der Festigkeit des Rohrwandmaterials sowie dem Innendurchmesser des Wärmerohrs. Der Innendurchmesser kann zunächst unter Berücksichtigung der Wechselwirkungsgrenze nach der Berechnungsvorschrift entsprechend Gleichung (6.4) ermittelt werden. Die benötigte Rohrwandstärke s_{Wand} für innendruckbelastete Rohre kann klassischerweise mit der so genannten Kesselformel

$$s_{\text{Wand}} = \frac{p \cdot d_m}{2 \cdot \sigma_{\text{zul}}} \quad \text{mit} \quad d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \quad \text{und} \quad \sigma_{\text{zul}} = \sigma_{\text{max}} \cdot \frac{1}{S_1} \cdot \frac{1}{S_2} \cdot \dots \quad (9.1)$$

nach z. B. [Beitz 2001] mit der Materialfestigkeit σ_{max} , den Sicherheitsfaktoren S_i sowie dem Innendruck p berechnet werden. Dabei ist zu beachten, dass durch die Materialbearbeitung im Bereich der Rohrenden die Druckfestigkeit aufgrund Umformung geringer sein kann (vgl. hierzu Abschnitt 7.3). Damit stellt sich bzgl. Wahl des Arbeitsmediums neben der möglichen Stagnationstemperaturbegrenzung ebenfalls die Frage der Wirtschaftlichkeit bzgl. benötigten Materialaufwands durch die vom Arbeitsmedium abhängige minimale Rohrwandstärke.

Zusätzlich sind nicht alle Arbeitsmedien in Kombination mit Kupfer oder Aluminium als Wärmerohrwandmaterial einsetzbar. So ist für Methanol grundsätzlich bekannt, dass es Aluminium ätzt und somit nicht in Aluminium-Wärmerohren eingesetzt werden kann. Für Wasser ist in der Literatur nach z. B. [Faghri 1995] ebenfalls genannt, dass eine Verwendung in Aluminium-Wärmerohren nicht möglich ist. Für Aceton hingegen ist eine katalytische Reaktion mit Kupfer bekannt, wobei das Aceton in u. a. Acetaldehyd gewandelt wird. Hier ist allerdings unbekannt, ob diese Reaktion auch innerhalb des Wärmerohrs stattfindet und ab welchen Temperaturen dies geschieht. So müssen neue Arbeitsmedien grundsätzlich auf ihre Langzeitstabilität auch unter Berücksichtigung des einzusetzenden Rohrmaterials bewertet werden. Bzgl. dieser Thematik sind etliche Untersuchungen aus der Fachliteratur bekannt. Tabelle 9.1 stellt die recherchierten Ergebnisse zusammen. In der Tabelle ist aufgelistet, bis zu welchen Temperaturen die Kombinationen von Arbeitsmedium und Rohrwandmaterial langzeitstabil sein sollen. Die Quellenangaben erfolgen mit Fußnoten.

Tabelle 9.1: Zusammenstellung aus der Fachliteratur bekannter Untersuchungen zu zulässigen Betriebstemperaturen von Wärmerohren mit verschiedenen Kombinationen von Medium und Rohr

Arbeitsmedium	Rohrmaterial							
	Nickel	Aluminium	Edelstahl	Baustahl	Kupfer	Nickelbronze	AlMn	AlMgSi
Ammoniak	ca. 80°C ⁹	ca. 80°C ¹⁰	ca. 80°C ⁹	ca. 80°C ¹¹	nein			
Methanol	ca. 150°C ⁹	nein	ca. 150°C ⁹		ca. 150°C ⁹			
Wasser	ca. 250°C ⁹	nein	ca.250°C ¹⁰		ca. 250°C ⁹	ca.250°C ¹⁰		
Quecksilber			ca.150°C ¹²					
Methylbenzol		ca.250°C ¹²	ca.250°C ¹²	ca.250°C ¹²		ca.250°C ¹²		
Freon 21		ca. 80°C ¹³	ca. 80°C ¹¹				ca. 80°C ¹³	ca. 80°C ¹³
Aceton		ca. 80°C ¹³	ca. 80°C ¹⁰		ca. 80°C ¹¹		ca. 80°C ¹³	ca. 80°C ¹³
Butan		ca. 80°C ¹⁰						
Pentan		ca.150°C ¹⁰			ca.250°C ¹⁴			
Hexan					ca.250°C ¹⁴			
Heptan		ca.150°C ¹⁰						
Oktan			ca.250°C ¹²	ca.250°C ¹²				

Die Angaben der Temperaturen sind jeweils als ungefähre Angaben zu sehen, da sie teilweise zusammenfassende Angaben aus den genannten Quellen widerspiegeln. Die Werte sollen als Beispiele für bereits veröffentlichte Erkenntnisse stehen; [Anderson 2007] z. B. nennt viele weitere Daten. Es wird ersichtlich, dass die veröffentlichten Ergebnisse sich oft auf geringere Einsatztemperaturen beziehen, als sie in solarthermischen Kollektoren insbe-

⁹ Quelle: [Enertron 2001]

¹⁰ Quelle: [Reay 2006]

¹¹ Quelle: [VDI 2006]

¹² Quelle: [Anderson 2007]

¹³ Quelle: [Groll 1981]

¹⁴ Ergebnis eigener Untersuchungen am ISFH (vgl. Abschnitt 4.4.2)

sondere im Fall der Stagnation auftreten. Zusätzlich sind die Randedingungen für die meisten Angaben unbekannt. So ist oft in der Literatur keine Angabe zu den durchgeführten Belastungsprüfungen sowie den Bewertungskriterien bzgl. Langzeitstabilität genannt, da es sich oft auch nur um zusammenfassende Ergebnisse handelt. Damit stellt sich dar, dass bei Verwendung neuer Arbeitsmedien in Wärmerohren für Kollektoren grundsätzlich eine experimentelle Bewertung bzgl. Langzeitstabilität durchgeführt werden sollte. Ein Vorschlag für eine mögliche messtechnische Bewertung ist in Abschnitt 4.4.2 dargestellt worden.

9.2 Kostenreduktionspotentiale durch Kupfersubstitution

Die Einsparpotentiale durch die Substitution von Kupfer aufgrund Verwendung von Aluminium-Wärmerohren werden hier exemplarisch durch den Vergleich der Materialkosten von marktüblichen direkt durchströmten Absorbern mit der entwickelten und in Kapitel 8 dargestellten Wärmerohr-Technologie für Flachkollektoren bewertet. Eine Bewertung der Gesamtkollektorkosten erfolgt nicht, da sich Flachkollektoren mit Wärmerohren nur durch den Aufbau des Nutzwärmestrompfads von direkt durchströmten Kollektoren unterscheiden. Für Kollektoren mit Wärmerohren ist dabei der Materialmehraufwand durch den benötigten Sammler als Wärmetauscher zwischen Wärmerohren und Solarkreisfluid mit zu berücksichtigen.

Direkt durchströmte Vollflächenabsorber für Flachkollektoren werden derzeit hauptsächlich mit Aluminium-Absorberblechen sowie Kupferverrohrungen umgesetzt. Dabei gibt es zwei typische Rohrverschaltungen – Mäanderverrohrung und Harfenverrohrung. Der Materialeinsatz unterscheidet sich für diese beiden Verschaltungsarten, wieso beide hier Berücksichtigung finden. Die Ausführungen unterscheiden sich dabei je nach Hersteller. Für eine Abschätzung eines repräsentativen Materialeinsatzes sind Durchschnittswerte in Kooperation mit dem Prüfzentrum Solarthermie des ISFH ermittelt worden. So wird beispielhaft bei einer Mäanderverrohrung von Kupfer-Rohrquerschnitten von 12 x 0,5 mm und für die Harfenverrohrung von 8 x 0,4 mm ausgegangen.

Bzgl. der entwickelten Wärmerohr-Lösungen mit abschaltenden Wärmerohren für Flachkollektoren wird der Materialaufwand für die Wärmerohre und ebenfalls für den Sammler berücksichtigt. In Abschnitt 8.2 ist dargestellt, dass Kupfer-Wärmerohre mit relativ großen Rohrwandstärken verwendet wurden. Dies war durch die Einschränkungen der Fertigung der Wärmerohre im Labormaßstab am ISFH bedingt. Schon jetzt werden in VRK Wärmerohre mit weitaus geringeren Materialstärken eingesetzt, so dass bzgl. der Rohrwandstärken der Wärmerohre geringere Werte als im Prototyp angesetzt wurden. So fließt z. B. bzgl. der Kupfer-Wärmerohre eine Rohrwandstärke von 0,4 mm in die Berechnungen ein.

Für die Materialpreise sind zunächst die Monatsmittelwerte von Oktober 2012 des Metallhandels Westmetall an der Londoner Metallbörse von 8070 \$/t Kupfer und 1975 \$/t Aluminium mit dem damaligen Eurowechselkurs angesetzt worden. Zusätzlich wurden Materialbearbeitungskosten, die für die Herstellung der Halbzeuge Rohr und Blech anfallen berücksichtigt. Dies sind Bearbeitungskosten die nicht beim Kollektorhersteller anfallen, sondern bei den Zulieferern der Halbzeuge. Die Veredelungskosten für Kupfer und Aluminium werden mit 1,50 €/kg bzw. 3,00 €/kg angenommen. Die für Solaranwendungen entwickelte Aluminiumlegierung Hydro Solar, die auch innerhalb der FK-Prototypen als Wärmerohrwandmaterial eingesetzt worden ist, ist mit einem erhöhten Veredelungsaufwand von 5,00 €/kg angesetzt worden. Zunächst sind die Berechnungen auf eine Absorbergrundfläche entsprechend den

Prototypen von 1,10 x 1,63 m und jeweils einer Finnenbreite von 110 mm sowohl für die direkt durchströmten Systeme als auch die Wärmerohrlösung bezogen. Die Beschichtung des Absorberblechs wird vernachlässigt, da sie für beide Technologien gleichermaßen anfällt. Tabelle 9.2 stellt die Ergebnisse dar.

Tabelle 9.2: Abschätzung der Materialkosten unter oben genannten Annahmen für den Vergleich von Wärmerohrlösungen mit Aluminium-Wärmerohren gegenüber direkt durchströmten Absorbern für Flachkollektoren bezogen auf eine Absorberfläche entsprechend den FK-Prototypen mit 1,10 x 1,63 m

Variante	Absorbermaterialkosten		Bemerkungen
	in €	in €/m ²	
Harfe	25,70	14,30	Direkt durchströmt, typische Geometrie
Mäander	31,50	17,60	Direkt durchströmt, typische Geometrie
P.1 optimiert	31,20	17,40	Geometrie entsprechend Prototyp P.1 mit verringerter Kupfer-Wärmerohrwandstärke
P.1.1 optimiert (1)	20,50	11,40	Geometrie entsprechend Prototyp P.1.1 mit verringerter Aluminium-Wärmerohrwandstärke und Aluminium-Standardlegierung
P.1.1 optimiert (2)	22,10	12,34	Geometrie entsprechend Prototyp P.1.1 mit verringerter Aluminium-Wärmerohrwandstärke und Hydro Solar Legierung

Es stellt sich dar, dass bei Verwendung von Kupfer-Wärmerohren keine Materialkosteneinsparungen möglich sind. Bei Verwendung von Aluminium-Wärmerohren mit Hydro Solar Legierung ist eine Einsparung auch entgegen der günstigeren direkt durchströmten Absorbervariante mit Harfenverrohrung möglich. In Abschnitt 7.3 ist aufgezeigt worden, dass auch kostengünstigere Aluminium-Standardlegierungen für den Einsatz als Wärmerohrmaterial in Kollektoren geeignet sind. Hier zeichnet sich gegenüber dem direkt durchströmten Harfenabsorber ab, dass die Materialkosten um 20% gesenkt werden können. Im Vergleich zu Mäanderverrohrungen liegt das Einsparpotential sogar bei ca. 35%. Dies bedeutet bzgl. Materialkosteneinsparung einen signifikanten Wert. Allerdings ist der Mehraufwand für die Wärmerohrherstellung sowie die Sammlerfertigung zu berücksichtigen. Eine grobe konservative Abschätzung lässt vermuten, dass der Kostenmehraufwand ca. im Bereich der Materialkosteneinsparung bzw. darunter liegen wird. Es sei zusätzlich zu bemerken, dass die Materialkostenberechnung exemplarisch für die bei weitem nicht ausoptimierte erste Entwicklung einer Wärmerohrlösung für Flachkollektoren durchgeführt wurde.

So kann davon ausgegangen werden, dass eigensicher die Stagnationstemperatur begrenzende Flachkollektoren mit Aluminium-Wärmerohren die gleichen oder auch geringere Kollektorherstellungskosten im Vergleich zu direkt durchströmten Kollektoren aufweisen werden. Die wesentlichen Kostenreduktionspotentiale solarthermischer Anlagen bieten sich bei Verwendung von Stagnationstemperatur begrenzenden Kollektoren mit Wärmerohren im Vergleich zum Einsatz von direkt durchströmten Kollektoren allerdings durch mögliche Vereinfachungen des Solarkreises. Dies wird im folgenden Abschnitt 9.3 diskutiert.

9.3 Kostenreduktionspotentiale durch vereinfachte Anlagentechnik

Die Kostenreduktionspotentiale der Solarthermie liegen allgemein nur zu einem geringen Teil bei den Kollektorherstellungskosten. Viel eher sind Einsparpotentiale im Bereich der Anlagentechnik zu sehen, da die Anlagenkomplexität durch komplexe Verschaltung des Kollektorfelds, große Ausdehnungsgefäße, temperaturbeständige Komponenten und ggf. Kühlstrecken oder Drainback-Lösungen hohe Kosten erzeugt. [BSW 2012] sieht z. B. Kostensenkungspotential in der Gesamtanlage insbesondere durch vereinfachte Montage und Inbetriebnahme und eine geringere Fehleranfälligkeit durch Standardisierung. Wir gehen davon aus, dass speziell die Dampfbildung im Stagnationsfall einen signifikanten Anteil an den veranschlagten und tatsächlichen Aufwendungen für das installierende Handwerk hat. So ist z. B. nach [Hafner 2013] davon auszugehen, dass Installateure aufgrund von Unsicherheit bei der Betriebssicherheit einen Aufschlag nehmen, der weitere Kostenreduktion zum Teil blockiert. Weitere Aspekte sind die Entlüftung und Entgasung sowie der hydraulische Abgleich, die bei einer vereinfachten Hydraulik, wie sie mit Wärmerohren vorliegt, sehr viel einfacher realisiert werden können. Eine erhöhte Betriebssicherheit durch stagnationssichere Kollektoren kann also zusätzlich durch geringere Handwerkerzuschläge auf die Materialkosten zu Einsparungen führen.

Grundlegend sieht der Ansatz der Verwendung von abschaltenden Kollektoren vor, die Komplexität von der Anlage in den Kollektor zu transferieren. Durch die Nutzung der Austrocknungsgrenze von Gravitationswärmerohren mit organischen Arbeitsmedien können die Temperaturen im Sammler im Stagnationsfall deutlich begrenzt werden. So liegen diese je nach Auslegung zwischen 100°C und 160°C. Diese im Verhältnis zur den Stagnationstemperaturen von direkt durchströmten VRK mit bis zu 300°C sowie FK mit bis zu 210°C deutlich erniedrigten Temperaturen bewirken im Detail folgende Vorteile:

- Die Degradation der Wärmeleitpaste zwischen Wärmerohrkondensatoren und Sammelrohr, die zu Erhöhungen des Wärmeübertragungswiderstands und damit Wirkungsgradminderungen führt, kann verringert oder ganz vermieden werden. Ein eventuell erforderlicher Austausch von einzelnen Vakuumröhren ist auch nach längerer Betriebszeit problemlos möglich.
- Ein häufig beobachtetes Verzundern der meist aus Kupfer gefertigten Sammlerrohre und der Kondensatoren in VRK bei nicht abschaltenden Wärmerohren ist nicht möglich. Das Verzundern tritt ein, wenn der Solarkreislauf im Stagnationsfall abgeschaltet wird. Die entstehenden Oxidschichten bewirken große Wärmewiderstände zwischen Kondensator und Sammler und senken den Wirkungsgrad erheblich.
- Im Bereich des Sammlers und der Solarkreisverrohrung können kostengünstigere Kunststoffe als Dämmmaterialien eingesetzt werden.
- Durch die geringere Temperaturbelastung im Solarkreis im Stagnationsfall kann die Solarkreisverrohrung vereinfacht ausgeführt werden. Z. B. kann gegebenenfalls auf hartgelötete Rohrverbindungen verzichtet oder sogar bei optimierter Abschaltung eine Polymerverrohrung angedacht werden.
- Durch die Abschaltung oberhalb einer definierten Temperatur kann mittels leicht erhöhtem Betriebsdruck im Solarkreis verhindert werden, dass das Solarkreisfluid verdampft und sich im System ausbreitet, was Zerstörung von Pumpen, Ventilen und weiteren Bauelementen des Systems bewirken würde. Ausgleichsgefäße können bei abschaltenden Kollektoren sehr klein und kostengünstig ohne zusätzliches Vorschalt-

gefäß dimensioniert werden. Insgesamt stellt sich damit eine mögliche deutliche Vereinfachung des Solarkreises dar.

- Die eigensichere Temperaturbegrenzung durch die Abschaltung des Wärmestroms in den Solarkreis besitzt den Vorteil, dass im Stagnationsfall der solare Energieeintrag direkt über die Absorberflächen des Kollektors abgestrahlt wird, ohne dass ein zusätzliches Bauelement erforderlich ist. Derzeitig erfordern Solarsysteme ohne Abschaltung sehr aufwendige Kühlsysteme, die als Strahler ausgebildet sind oder die Energie durch eine Wasserkühlung vernichtet. Zu diesen Schutzsystemen gehören Temperaturüberwachungen, Steuerungen, Ventile und anderes mehr.
- Üblicherweise werden Solarkollektorfelder mit einem Wasser-Glykol-Gemisch gefüllt. Problematisch hierbei ist, dass im Falle von Stagnation bei qualitativ hochwertigen VRK mit Wärmerohren auch der Kondensator mehr als 250°C erreichen kann. Die üblichen Glykol-Frostschutzmittel cracken bei dieser Temperatur. Aus diesem Grund müssen die Anlagen zyklisch gespült werden und das Solarkreisfluid häufig gewechselt werden.
- Zusätzlich führt die einfachere hydraulische Verschaltung des Solarkreises in Kollektoren mit Wärmerohren zu Vereinfachung und Betriebssicherheit der Kollektorfeldverschaltung. Parallelverschaltungen der Kollektoren werden verringert sowie partielle Stagnation vermieden, die für VRK mit Coaxial-Fluidführungen auftreten kann.
- Neben Vereinfachung der Solarkreistechnologie wird zusätzlich bei Vermeidung von Dampfbildung und damit verminderter Anlagenbelastung im Stagnationsfall die Fehleranfälligkeit verringert und damit die Betriebssicherheit der Anlagen erhöht.

Innerhalb beispielhafter Betrachtungen möglicher Systemvereinfachungen durch die Verwendung von abschaltenden Kollektoren mit Wärmerohren soll gezeigt werden, inwieweit eine Anlageninstallation durch Vereinfachung des Solarkreises preiswerter sein kann. Hierzu sind u. a. Einschätzungen über mögliche Einsparpotentiale von Experten aus Industrie und Handwerk eingeholt worden. Trotzdem sind die Abschätzungen mit Unsicherheiten behaftet, da sie für bestimmte Anlagenkonfigurationen getroffen wurden. So werden die realen Einsparpotentiale für unterschiedliche Anlagentypen als auch die sehr unterschiedlichen Anbieter (Systemanbieter, Handwerksbetriebe, etc.) eine große Bandbreite aufweisen. Folgend werden mögliche Ansätze der Anlagenvereinfachung sowie mögliche geringere Installations- und Wartungskosten im Einzelnen dargestellt.

Bzgl. der Vereinfachung der Kollektorfeldverschaltung wird exemplarisch ein Kollektorfeld mit zehn Kollektoren angenommen. Die Reihenschaltung von direkt durchströmten Kollektoren ist oft eingeschränkt, so dass bei zehn Kollektoren z. B. eine Parallelschaltung mit zwei Strängen á fünf Kollektoren typischerweise vorliegen wird. Bei Verwendung von Wärmerohrkollektoren kann eine Reihenschaltung aller zehn Kollektoren erfolgen. Dies führt beispielhaft zu einer um 7,5 m verringerten Rohrstrecke außerhalb der Gebäudehülle sowie zusätzlich zu Einsparung von Fittings und Arbeitszeit. Aufgrund aufwendiger Rohrführung und -dämmung im Freien ist der Endpreis pro Lauflänge relativ hoch und wird mit 58 €/m angesetzt, wobei sich der Wert auf ein real eingeholtes Angebot bezieht. Das bedeutet eine Kostenersparnis von rund 300 € bzw. 15 €/m² bezogen auf die Kollektorfläche.

Zusätzlich kann der Solarkreis für den Fall, dass die Kollektoren im Stagnationsfall keinen Dampf produzieren, statt mit Kupfer- mit einer Kunststoffverrohrung realisiert werden. Hierbei wird eine Reduktion der Anlagenkosten im Bereich von 80 €/m² für eine Anlage mit einer Kollektorfläche von fünf Quadratmetern erwartet.

Bereits bei geringerer Anlagenbelastung durch abschaltende Kollektoren mit nur geringen Dampfreichweiten wird angenommen, dass die Solarstationen günstiger werden können. So ist eine Kostensenkung von ca. 100 € denkbar, was für eine Anlage mit 5 m² Kollektorfläche eine Einsparung von 20 €/m² bedeuten würde. Eine vollständige Vermeidung von Dampfbildung kann die Verwendung von günstigen Polymerwerkstoffen erlauben, womit noch weitaus höhere Einsparungen denkbar wären.

Aufgrund der Vermeidung von Dampfbildung im Stagnationsfall durch schaltenden Kollektoren bei erhöhtem Betriebsdruck des Solarkreises oder nur geringen Dampfreichweiten bei normalen Anlagenbetriebsdrücken kann das Ausdehnungsgefäß (MAG) des Solarkreises kleiner dimensioniert werden. Zusätzlich ist die benötigte Menge an Wasser-Glykol-Gemisch im Solarkreis geringer, da der Fluidinhalt in Kollektoren mit Wärmerohren geringer ist als für direkt durchströmte Kollektoren. Zur Bewertung dieser Einflüsse sind die Dampfreichweiten für exemplarische Kollektor- und Anlagenkonfigurationen nach [Scheuren 2008] berechnet worden. Zusätzlich sind dementsprechend die MAGs dimensioniert worden. Es ist ein beispielhafter Solarkreis mit einer Kollektorfläche von 7,5 m² Flachkollektoren sowie einer Rohrleitungslänge von 25 m mit Rohrquerschnitt von 18 x 1 mm und ein Fluidvolumen im Solar-Wärmeübertrager von 11 l betrachtet worden. Das Fluidvolumen in den Kollektoren ist für direkt durchströmte Kollektoren mit insgesamt 6 l und für Flachkollektoren mit Wärmerohren mit 1,5 l angenommen worden. Damit ergeben sich Volumina der MAGs für verschiedene Fälle entsprechend Tabelle 9.3.

Tabelle 9.3: Minimales Nennvolumen des MAG für verschiedene Dampfreichweiten und Systemdrücke aufgrund Einsatz unterschiedlicher Kollektoren

Systemvariation	Systemdruck in barü	Dampfreich- weite in m	MAG in l
schlecht entleerender direkt durchströmter Flachkollektor	1,8	23	35
gut entleerender direkt durchströmter Flachkollektor	1,8	13	27,5
Flachkollektor mit Wärmerohren mit in Abschnitt 8.4.2 gemessener Abschalttemperatur	4	0	17,8
Flachkollektor mit Wärmerohren mit in Abschnitt 8.4.2 gemessener Abschalttemperatur	1,8	5	13,3
Flachkollektor mit Wärmerohren mit optimierter gemessener Abschalttemperatur	1,8	0	6,9

Damit stellt sich dar, dass das MAG bei Verwendung abschaltender Kollektoren insbesondere für den Fall einer optimierten Abschaltung ein signifikant geringeres minimales Nennvolumen aufweisen muss. Es wird ein Einsparpotential von mindestens 10 €/m² angesetzt. Unter Berücksichtigung der geringeren benötigten Wasser-Glykol Menge für Kollektoren mit Wärmerohren und Fluidkosten von 5 €/l ergibt sich zusammengefasst ein mögliches Einsparpotential von ungefähr 15 €/m².

Für kleine Anlagen liegen die Installationskosten nach [Hafner 2013] im Bereich von 60% der Anlagengesamtkosten. Unter der Annahme, dass für kleine Anlagen zwischen fünf und zehn Quadratmeter Kollektorfläche der Preis einer installierten Anlage bei 1000 €/m² liegt, sind die Installationskosten dementsprechend 600 €/m². Es sind Einsparungen durch geringeren Aufwand bei Befüllung und Entlüftung aufgrund einfacherer Hydraulik, durch allgemein

geringeren Verrohrungsaufwand sowie durch weniger anfallende Nacharbeiten beim Einsatz von Kollektoren mit abschaltenden Wärmerohren möglich. Diese sind allerdings schwer zu beziffern. Es kann aber beispielhaft angenommen werden, dass eine Nachentlüftung und damit eine erneute Anfahrt entfallen kann. Dafür werden vier nicht anfallende Arbeitsstunden angesetzt, was bei einer Installationszeit von ca. vier Personentage eine Minderung der Installationszeit von 12% bedeutet. Bei einem Stundensatz von 60 € bedeutet dies eine Minderung der Anlagenkosten um 48 €/m² Kollektorfläche in Bezug auf eine 5 m² Anlage.

Damit ergeben sich exemplarisch bzgl. Material- und Installationskosten zusammengefasst ein Einsparpotential von knapp 180 €/m², was bei einem Anlagenpreis von 1000 €/m² einer Kostenreduktion von 18% entspricht. Bzgl. der Energiegestehungskosten sind allerdings zusätzlich die anfallenden Wartungskosten mit zu berücksichtigen. So fallen zusätzliche Kosten für grundsätzliche Wartungsintervalle und Austausch des Solarkreisfluids sowie weiterer Solarkreis Komponenten aufgrund von Alterung oder Ausfall an. Die getroffenen Annahmen bzgl. dieser Aspekte sind in Tabelle 9.4 dargestellt.

Tabelle 9.4: Wartungs- und Instandhaltungskosten über 20 Jahren Betriebslaufzeit für eine Standard-Solaranlage mit Flachkollektoren im Vergleich zu einer Solaranlage mit Kollektoren mit Wärmerohren

	Bemerkung	Standardsystem	Neues System mit Wärmerohren
Wartung	ohne Anfahrt, da mit Heizung	Alle 2 Jahre: 10 · 50 € = 500 €	Alle 5 Jahre: 4 · 50 € = 200 €
Austausch Solarkreisfluid	Fluid: 20 l · 5 € = 100 € Zeit: 3 h · 60 € = 180 €	Alle 7 Jahre: 2 · 280 € = 560 €	Alle 10 Jahre: 280 €
Austausch Pumpe	HE Pumpe: 200 € Zeit: 2 h · 60 € = 120 €	Alle 10 Jahre: 320 €	Kein Austausch nötig 0 €

So sind zweijährige Wartungsintervalle für Standard-Solaranlagen typisch. Bei betriebs-sichereren Anlagen mit Kollektoren mit Wärmerohren kann das Wartungsintervall unter Um-ständen auf fünf Jahre erhöht werden. Dies bedeutet eine Minderung der Wartungskosten gesehen auf 20 Betriebsjahre von 300 € und damit 60 €/m² in Bezug auf eine 5 m² Anlage.

Für Anlagen mit Flachkollektoren muss das Solarkreisfluid meist spätestens nach sieben Jahren aufgrund Degradation durch die hohen Stagnationstemperaturen gewechselt werden. Für Anlagen mit temperaturbegrenzenden Kollektoren wird davon ausgegangen, dass das Solarkreisfluid mindestens zehn Jahre im Solarkreis verbleiben kann. Es werden Fluidkosten sowie drei Zeitstunden Arbeitskosten angesetzt. Das bedeutet, dass für eine Anlage mit Flachkollektoren ein Einsparpotential bzgl. dieses Aspekts über die 20 Jahre hinweg von ca. 55 €/m² besteht. Hier sei zu bemerken, dass dieses Einsparpotential für Anlagen mit Vakuumröhrenkollektoren weitaus höher liegt, da für Anlagen mit direkt durchströmten VRK und den damit sehr hohen Stagnationstemperaturen des Solarkreisfluids sogar alle drei Jahre von einem Wechsel des Solarkreisfluids ausgegangen werden muss. Zusätzlich ist hier nicht berücksichtigt, dass bei nicht stagnationssicheren Anlagen ebenfalls innerhalb der Laufzeit das MAG gewechselt werden muss. Das bedeutet, dass die realen Einsparpoten-tiale für diese Position durchaus weit größer sein können.

Aufgrund hoher Temperaturbelastung kann ebenfalls von einem Ausfall der Pumpe des Solarkreises nach zehn Jahren ausgegangen werden, was durch abschaltende Kollektoren

vermieden werden kann. Dies bedeutet für eine 5 m² Kollektorfläche eine Einsparung von ca. 65 €/m² gesehen über die 20 Jahre Betriebszeit. Insgesamt stellt sich damit beispielhaft ein Einsparpotential bzgl. Wartung und Instandhaltung von 180 €/m² für die angesetzten 20 Betriebsjahre dar, was bezogen auf die ursprünglichen Wartungskosten ca. 65% bedeutet.

Die gesamten Anlagenkosten für ein Standardsystem ergeben sich damit statisch betrachtet für die Laufzeit von 20 Jahren auf ca. 1280 €/m² bei einer Anlage mit 5 m² Kollektorfläche. Unter Berücksichtigung der Einsparpotentiale der Installationskosten und der Wartungskosten von jeweils 180 €/m² bedeutet dies statisch und ohne Abschreibung betrachtet, dass sich ein Kostenreduktionspotential von ca. 28% ergibt. Unter Berücksichtigung einer Finanzierung der Investition und der zeitabhängigen Wartung ergibt sich eine Kostenreduktion von ca. 25%. Hierbei sind Einsparpotentiale durch vollständig neu gedachte Plug-and-play Solar Kreise aus Polymerlösungen, wie sie für optimiert abschaltende Kollektoren denkbar sind, noch nicht berücksichtigt. Zusätzlich können die Kosten, die durch erhöhte Handwerker-sicherheitsaufschläge aufgrund Gewährleistungsverpflichtung entstehen, durch eine höhere Betriebssicherheit der Anlagen reduziert werden.

Zusammenfassend gehen wir also bei Kleinanlagen (Ein- und Zweifamilienhausanlagen) in der Gesamtheit von einem Kostenreduktionspotential von ca. 25% aus, wenn es gelingt, Dampfbildung im Betrieb zu vermeiden und die Installation deutlich zu vereinfachen. Diese Annahme entspricht der halben Kostenreduktion, wie sie Hafner [Hafner 2013] annimmt.

Die Verwendung von abschaltenden Kollektoren mit Wärmerohren kann also zu Einsparungen führen, die weit über die möglichen Einsparpotentiale von kostengünstigeren Kollektoren hinausgehen. Die Komplexität des Systems wird quasi von der Anlage in den Kollektor transferiert. Die Systeme werden einfacher, was den Installateur entlastet und zuverlässiger, was das Risiko senkt und die Erträge sichert.

10 Veröffentlichungen

Im Rahmen des Projekts wurden zur Verbreitung der Ergebnisse die folgenden Beiträge auf Fachtagungen präsentiert:

- Jack, Steffen; Katenbrink, Nils; Schubert, Felix; Pape, Jasmin; Behnisch, Benjamin: *Bewertungsverfahren der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren für Sonnenkollektoren – Projektvorstellung und erste Ergebnisse*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *21. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : Mai 2011
- Jack, Steffen; Katenbrink, Nils; Schubert, Felix: *Evaluation Methods for Heat Pipes in Solar Thermal Collectors – Test Equipment and First Results*. In: ISES (Hrsg.): *ISES Solar World Congress 2011 (Tagungsband)*. Kassel : September 2011
- Jack, Steffen; Katenbrink, Nils; Schienbein, Martin; Lampe, Carsten; Rockendorf, Gunter: *Wärmetransporteigenschaften von Sammlern aus Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *22. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : Mai 2012
- Eggert, Daniel; Lampe, Carsten; Jack, Steffen; Katenbrink, Nils: *Ein Kollektor, der nicht in die Prüfnorm passt: Leistungsgrenzen eines Vakuumröhrenkollektors mit Wärmerohr*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *22. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : Mai 2012
- Jack, Steffen; Katenbrink, Nils; Parzefall, Johannes; Rockendorf, Gunter: *Heat Transfer Characteristics of Manifolds in Solar Thermal Collectors with Heat Pipes*. In: ISES (Hrsg.): *Eurosun 2012 (Tagungsband)*. Rijeka : September 2012
- Jack, Steffen; Giovannetti, Federico; Rockendorf, Gunter: *Bewertungsverfahren und Optimierungsansätze für Wärmerohre in Sonnenkollektoren*. In: DSTTP (Hrsg.): *3. Solarthermie-Technologiekonferenz (Tagungsband)*. Berlin : Januar 2013
- Lampe, Carsten; Eggert, Daniel; Jack, Steffen: *Alterungseffekte von Wärmeleitpasten in Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *23. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : April 2013
- Jack, Steffen; Katenbrink, Nils; Parzefall, Johannes; Giovannetti, Federico; Rockendorf, Gunter: *Wärmerohre in Sonnenkollektoren – Wärmetechnische Grundlagen und Optimierung sowie neue Ansätze für die Integration*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *23. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : April 2013
- Jack, Steffen; Parzefall, Johannes; Luttmann, Thomas; Janßen, Philipp: *Flat plate aluminum heat pipe collector with inherently limited stagnation temperature*. In: IEA SHC (Hrsg.): *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry 2013 (Tagungsband)*. Freiburg : September 2013

Weiterhin ist ein Beitrag zur Publikation in einer wissenschaftlichen Zeitschrift geplant:

- Jack, Steffen; Wiedemann, Philipp; Katenbrink, Nils: *Heat Transfer Limitations of Gravitational Heat Pipes in Solar Thermal Collectors*. Geplant in: ISES (Hrsg.): *Solar Energy*. 2013

Im Rahmen des Projekts sind die folgenden studentischen Abschlussarbeiten entstanden:

- Behnisch, Benjamin: *Konzeption, Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Bestimmung der Wärmetransportwiderstände von Wärmerohren für solarthermische Kollektoren*. Hameln : Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig; Fachbereich Maschinen- und Energietechnik; Bachelorarbeit, 2009
- Pape, Jasmin: *Experimentelle Untersuchungen zum Nutzwärmetransport in Sonnenkollektoren mit Wärmerohren*. Hameln : Fachhochschule Hannover; Fakultät Maschinenbau und Bioverfahrenstechnik; Bachelorarbeit, 2010
- Schubert, Felix: *Aufbau, Inbetriebnahme und Überprüfung eines Prüfstands zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren für solarthermische Kollektoren*. Hameln : TU Bergakademie Freiberg; Fakultät Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik; Bachelorarbeit, 2010
- Wiedemann, Philipp: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Leistungsübertragungsgrenzen von Wärmerohren für Sonnenkollektoren*. Hameln : Hochschule Zittau Görlitz; Fakultät Maschinenbau; Diplomarbeit, 2011
- Schienbein, Martin: *Simulationsgestützte Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern aus solarthermischen Kollektoren mit Wärmerohren*. Hameln : Hochschule Zittau Görlitz; Fakultät Maschinenbau; Diplomarbeit, 2012
- Todt, Katharina: *Bewertung der Wärmetransporteigenschaften von neuartigen Wärmerohr-Prototypen für solarthermische Kollektoren unter Berücksichtigung des Befüllverfahrens*. Hameln : Hochschule Ostwestfalen-Lippe; Fachbereich Maschinenteknik und Mechatronik; Bachelorarbeit, 2012
- Parzefall, Johannes: *Simulationsgestützte Bewertung und Auslegung von Sammlern aus solarthermischen Kollektoren mit Wärmerohren*. Hameln : Hochschule Ansbach; Fakultät Ingenieurwissenschaften; Bachelorarbeit, 2012
- Luttmann, Thomas: *Experimentelle Untersuchung zur Auslegung von Gravitationswärmerohren für einen Flachkollektorprototypen*. Hameln : Jade Hochschule Wilhelmshaven; Fachbereich Ingenieurwissenschaften; Bachelorarbeit, 2013
- Janssen, Philipp: *Konstruktion und experimentelle Bewertung eines Flachkollektorprototyps mit Gravitationswärmerohren*. Hameln : Jade Hochschule Wilhelmshaven; Fachbereich Ingenieurwissenschaften; Bachelorarbeit, 2013
- Schiebler, Bert: *Berechnungsverfahren der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren für solarthermische Kollektoren*. Hameln : Hochschule Zittau/Görlitz, Fakultät Maschinenwesen; Diplomarbeit 2013

11 Verwertbarkeit der Ergebnisse

Bislang waren keine umfassenden grundlegenden Erkenntnisse über die Charakteristik von Gravitationswärmerohren in Sonnenkollektoren vorhanden. In Kooperation mit den Industriepartnern sind am Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH) innerhalb dieses Projekts grundlegende Untersuchungen zu Wärmerohren und ihre Anwendungen in Sonnenkollektoren durchgeführt worden, womit jetzt sowohl auf der theoretischen als auch auf der experimentellen Seite zahlreiche neue Erkenntnisse und Bewertungsmöglichkeiten zur Verfügung stehen. Die Projektergebnisse fließen direkt zurück zu den Aktivitäten der beiden Industriepartner und stehen ferner der Öffentlichkeit u. a. durch zahlreiche Publikationen zur Verfügung. Somit können auf Basis der Ergebnisse verbesserte Wärmerohrlösungen sowie die Integration in weitere Kollektorarten vorangetrieben werden, was schlussendlich – insbesondere durch die Minderung der Stagnationsproblematik – zur Verbreitung von Solarwärmanlagen führen wird.

11.1 Bewertungs- und Auslegungsverfahren

Durch die innerhalb des Projekts entwickelten messtechnischen Bewertungsverfahren stehen spezifische Erfahrungen zur detaillierten experimentellen Bewertung von Wärmerohren und Sammlern zur Verfügung, die in Form von weiteren Entwicklungen dem Fortschritt von Sonnenkollektoren dienen können. Ferner stehen die Prüfstände für zukünftige Projekte oder Aufträge (wie z. B. Bewertungs- oder Optimierungsaufgaben oder neue Anwendungsgebiete) zur Verfügung. Zusätzlich ist ein Schnelltestverfahren neu entwickelt und umgesetzt worden, mit dem die erreichte Qualität von Wärmerohren und Alterungseffekte messtechnisch ermittelt werden können. Damit ist ein Beitrag zur Qualitätssicherung von Wärmerohren geleistet.

Mit den im Projekt erarbeiteten theoretischen Berechnungs- bzw. Auslegungsverfahren lassen sich weitere Optimierungsschritte hin zu verbesserten Wärmerohrlösungen durchführen. Wärmerohrlösungen können nun optimal ausgelegt werden und die Möglichkeiten der Integration von Wärmerohren in weitere Kollektorbauarten können detailliert untersucht und bewertet werden.

Das ISFH steht mit den entwickelten Prüfverfahren und Prüfständen sowie Auslegungsverfahren darüber hinaus dem gesamten Solarthermiemarkt zur Verfügung, ihre Produkte spezifisch zu bewerten und bei Optimierungen zu unterstützen.

11.2 Optimierte Wärmerohrlösungen für VRK

Der erarbeitete Wissenstand hat die Möglichkeit eröffnet die Potentiale bzgl. verbesserter thermischer Leistungsfähigkeit von Wärmerohrlösungen in VRK umzusetzen. An Wärmerohrprototypen wurden durch geometrische Anpassungen als auch durch Wahl neuer Arbeitsmedien jeweils um über 30% höhere thermische Leitwerte messtechnisch ermittelt. Das Hauptaugenmerk galt dabei der Optimierung von schaltenden Wärmerohren, die die Stagnationstemperatur am Sammler signifikant senken können. Der wesentliche erreichte Vorteil gegenüber üblichen Wärmerohrlösungen ist eine Stagnationstemperaturbegrenzung der Kollektoren bei Verwendung von Wärmerohren mit organischen Arbeitsmedien mit gleich-

zeitig ähnlich hohem Kollektorwirkungsgrad wie Kollektoren nach dem Stand der Technik.

Der Industriepartner NARVA Lichtquellen setzt bereits Stagnationstemperatur begrenzende Wärmerohre mit organischen Arbeitsmedien ein, die durch das erarbeitete Wissen nun stark verbessert werden können. Allgemein werden Kollektorhersteller in die Lage versetzt, ihre Wärmerohre für VRK deutlich zu optimieren und neue Anwendungen wie z. B. den Einsatz in konzentrierenden VRK zu erschließen.

11.3 Integration von Wärmerohren in FK

Ein erster Flachkollektor-Prototyp mit Wärmerohren ist konstruiert und vermessen worden. Die Maximaltemperatur des Solarkreisfluids im Kollektor im Fall der Stagnation konnte von typischerweise 200°C bei direkt durchströmten Flachkollektoren auf 140°C gesenkt werden. Somit handelt es sich hier um einen eigensicher die Stagnationstemperatur begrenzenden Flachkollektor, wobei Aluminium-Wärmerohre mit dem zusätzlichen Vorteil der Kupfereinsparung eingesetzt wurden. Die Machbarkeit von FK mit Wärmerohren mit den genannten Vorteilen wurde damit gezeigt, worauf nun eine Optimierung hin zu fertigungstechnisch optimierten FK mit Wärmerohren stattfinden kann.

Auf diese Weise kann eine vollständig neue Generation von Flachkollektoren mit positiven Eigenschaften in Bezug auf Hydraulik und Stagnation entstehen. Die wirtschaftlichen Erfolgsaussichten von FK mit Wärmerohren werden positiv gesehen, da zum einen die Kollektoren nicht teurer bzw. sogar billiger werden und auf der anderen Seite sich Einsparungen in der Realisierung des Solarkreises sowie ein geringeres Betriebsrisiko ergeben.

11.4 Material- und Kostenaspekte

Die Materialkosteneinsparung im Kollektor durch die Verwendung von Aluminium-Wärmerohren wurde ermittelt. Ein Flachkollektor mit Wärmerohren kann mit gleichen oder geringeren Kosten gegenüber direkt durchströmten Kollektoren hergestellt werden. Es wurden erste Aluminium-Wärmerohrprototypen umgesetzt und als funktionsfähig und dauertauglich bewertet, womit die ermittelte Kupfer- und damit Materialkosteneinsparung realisierbar wird.

Die Stagnationstemperaturbegrenzung wurde in VRK optimiert und auch in FK gezeigt. Verschiedene Vorteile, die sich aufgrund der Verwendung von Stagnationstemperatur begrenzenden Kollektoren ergeben, führen zu einer signifikanten Senkung der Installations- und Wartungskosten von solarthermischen Anlagen. Die Einsparpotentiale bzgl. Anlageninstallation, -wartung und -reparatur (einfachere Hydraulik, kleineres MAG, keine Dampfbildung, keine Alterung des Wasser-Glykol-Gemisches, hohe Betriebssicherheit, geringere Belastung kritischer Komponenten wie Pumpe und MAG, etc.) übersteigen die allgemein mögliche Senkung der Herstellungskosten von Kollektoren um ein Vielfaches. Durch die Umsetzung möglicher Vereinfachungen und Verbreitung des Wissens über die erhöhte Betriebssicherheit von Anlagen mit temperaturbegrenzenden Kollektoren können somit signifikante Kostensenkungspotentiale für die Solarwärmeeinrichtungen ausgeschöpft werden.

11.5 Schutzrechtsanmeldungen

Mit Hilfe der im Projekt gewonnenen Erkenntnisse sind Erfindungen erarbeitet worden, die zu drei Schutzrechtsanmeldungen geführt haben. Die Erfindungen sind zum Teil in Kooperation der Industriepartner mit dem Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH) entstanden. Folgend sind die Themen der Schutzrechtsanmeldungen gelistet. Die Anmeldungen unterliegen derzeit der materiellen Prüfung beim DPMA.

- Thema der 1. Schutzrechtsanmeldung (ISFH): Wärmerohr im Kontakt mit flächigen oder linienförmigen Wärmeerzeugern, vorzugsweise in Sonnenkollektoren, und einem Sekundärkreislaufrohr, bei dem das Sekundärkreislaufrohr in seinem Verlauf so aus seiner Hauptrichtung abweicht, dass der Kondensator über einen überwiegenden Anteil seiner Längenerstreckung das Sekundärkreislaufrohr direkt oder indirekt berührt.
- Thema der 2. Schutzrechtsanmeldung (KBB & ISFH): Die Erfindung zeichnet sich aus durch einen flächenförmig ausgebildeten Sonnenkollektor mit wenigstens einer transparente Eigenschaften aufweisenden Abdeckplatte, wenigstens einem unter der Abdeckplatte angeordneten Vollflächenabsorber mit mindestens einem beidseitig geschlossenen Wärmerohr.
- Thema der 3. Schutzrechtsanmeldung (NARVA, KBB & ISFH): Die Erfindung betrifft einen abschaltenden solarthermischen Kollektor mit Wärmerohr-Wärmeausleitung, der die maximal im Sammler auftretende Temperatur begrenzt, ohne dass dafür mechanische, elektronische oder sonstige Steuerungsmittel erforderlich sind. Dieser Solarthermie-Kollektor ist auf Grund des Verzichts auf zusätzliche technische Hilfsmittel für die Temperaturbegrenzung eigensicher.

11.6 Industrielle Entwicklung

Sowohl die Weiterentwicklung von Wärmerohrlösungen für VRK als auch die Integration von Wärmerohren in FK haben sehr vielversprechende Ergebnisse gezeigt. Die Optimierung der Abschalttemperatur auf ein Minimum nahe der maximalen Kollektorarbeits temperatur kann zu einer weiteren signifikanten Senkung der Kosten von solarthermischen Anlagen führen. Des Weiteren kann diese Technologie auch in Thermosiphonsystemen Stagnations- sowie Verkalkungs- und Korrosionsproblematik vermeiden.

Zur vollständigen Ausschöpfung der Vorteile sowie Umsetzung der Technologie und damit zur Beitragserbringung bzgl. Kostensenkung der Solarthermie müssen die erarbeiteten Erkenntnisse nun in ausoptimierten Produkten umgesetzt werden. Die Industriepartner streben gemeinsam mit dem ISFH an, innerhalb eines Anschlussvorhabens optimale Lösungen bis zu ersten Prototypen zu entwickeln. Dazu verweisen wir auf ein geplantes Verbundvorhaben mit dem Namen „Kostengünstige und zuverlässige Solarsysteme durch neuartige Wärmerohr-Kollektoren“. Im Anschluss daran planen die Industriepartner die Umsetzung in die Praxis und den Transfer in die industrielle Serienproduktion.

Ein weiteres Thema, das industriell relevant werden kann, ist die Umsetzung von Wärmerohren in Konzentratoranwendungen. Auch hier ist die Entwicklung bis zur Anwendungsreife sowie Felduntersuchungen denkbar.

Anhang

A Messunsicherheitsbetrachtung

Die in Abschnitt 3.1 und Abschnitt 3.2 dargestellten neu entwickelten Prüfverfahren zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren und Sammlern verfügen über eine gewisse Messunsicherheit. Innerhalb der Darstellungen der Messergebnisse der thermischen Leitwerte und Leistungsübertragungsgrenzen von Wärmerohren als auch der thermischen Leitwerte der Sammler ist grundsätzlich die Messunsicherheit als Standardabweichung mittels Fehlerbalken dargestellt.

Die zugrunde liegenden Randbedingungen und die Ermittlung der Standardabweichung werden im Folgenden kurz erläutert. Die Unsicherheit wird nach dem Gaußschen Fortpflanzungsgesetz für zufällige Messabweichungen berechnet. Allgemein wird die Standardabweichung s_y einer Größe y , die aus mehreren aufeinander aufbauenden Größen x_i (jeweils mit Standardabweichung s_i behaftet) zusammengesetzt ist, nach Gleichung (A.1) ermittelt [Adunka 2002].

$$s_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot s_i^2} = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \right)^2 \cdot s_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \right)^2 \cdot s_2^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} \right)^2 \cdot s_3^2 + \dots} \quad (\text{A.1})$$

Ausgehend von den mit Unsicherheiten behafteten Messgrößen wird die Unsicherheit der gemessenen thermischen Leitwerte (vgl. Gleichung (3.3) und Gleichung (3.10)) durch Anwendung von Gleichung (A.1) ermittelt. Für eine detaillierte Darstellung des Berechnungswegs wird auf [Schubert 2010] und [Schienbein 2012] verwiesen. Für die Bestimmung der Leistungsgrenzen und zugehöriger Temperaturen werden zusätzliche jeweils abzuschätzende Unsicherheiten entsprechend der Bewertbarkeit der Prüfung berücksichtigt, da die Leistungsgrenzen nicht direkt gemessen werden können (siehe Abbildung 4.11).

In Tabelle A.1 sind die in den Betrachtungen berücksichtigten Unsicherheiten der eingehenden Größen aufgelistet. Der Faktor $3^{-1/2}$ ergibt sich bei der Berechnung der Standardabweichung, wenn eine Variable im Unsicherheitsintervall mit einer Rechteckverteilung angegeben wird.

Tabelle A.1: Berücksichtigte Unsicherheiten der in die Messung und Berechnung der thermischen Leitwerte und Leistungsübertragungsgrenzen des Wärmerohrs und der thermischen Leitwerte des Sammlers eingehenden Messgrößen

Messgröße	Sensor	Standardabweichung s	Bemerkung
Prüfstand Wärmerohre			
Massenstrom \dot{m}	Coriolis-Durchflussmesser	0,05%	Kalibrierung
ΔT_{Fluid}	PT-100 Tauchfühlerpaar	0,04 K	Kalibrierung
spez. Wärmekapazität c_p		0,2%	Standardwert
Fluidtemp. T_{Fluid}	PT-100-Tauchfühlerpaar	0,16 K	Kalibrierung
Umgebungstemp. T_{umg}	PT-100-Sensor	$(0,15 + 0,002 T) \cdot 3^{-1/2}$	Herstellerangabe
Verdampfertemp. T_{Verd}	PT-100-Sensoren	$(0,15 + 0,002 T) \cdot 3^{-1/2}$	Herstellerangabe
Kondensatortemp. T_{Kond}	Thermopaare	0,2 K	Kalibrierung

Messgröße	Sensor	Standard- abweichung s	Bemerkung
$U_{\text{Kali,Verl}}$	Kalibrierung	5%	Schätzwert
$U_{\text{Kali,Trans}}$	Kalibrierung	6,5%	Schätzwert
Instationarität		0,12 W/K	Schätzwert
Prüfstand Sammler			
Volumenstrom \dot{V}	IDM-Durchflussmesser	0,7%	Kalibrierung
ΔT_{Fluid}	PT-100 Tauchfühlerpaar	0,04 K	Kalibrierung
spez. Wärmekapazität c_p		0,2%	Standardwert
Fluidtemp. T_{Fluid}	PT-100-Tauchfühlerpaar	0,14 K	Kalibrierung
Umgebungstemp. T_{umg}	PT-100-Sensor	$(0,15 + 0,002 T) 3^{-1/2}$	Herstellerangabe
Kondensatortemp. T_{Kond}	Thermopaare	0,2 K	Kalibrierung
$U_{\text{Kali,Verl}}$	Kalibrierung	5%	Schätzwert
Instationarität		0,12 W/K	Schätzwert

Literatur

- [Adunka 2002] Adunka, F.: *Messunsicherheiten – Theorie und Praxis*. 2. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen : 2002
- [Anderson 2007] Anderson, W.: *Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes*. In: *International Energy Conversion Engineering Conference*. Albuquerque, NM : 2007
- [ANSYS 2010] ANSYS, Inc. (Hrsg.): *ANSYS MESHING Guide*. Canonsburg, ANSYS : 2010
- [Azad 1987] Azad, E.; Bahar, E.; Moztarzadeh, F.: *Solar water heater using gravity-assisted heat pipe*. In: *Heat Recovery Systems and CHP*. Volume 7, Issue 4, Elsevier Science Ltd., 1987
- [Bacon 2011] Bacon, Philip: *Anwendung eines Hybrid-Flachkollektors aus Edelstahl in der Industrie*. In: OÖ Energiesparverband (Hrsg.): *World Sustainable Energy Days 2011 - Internationale Konferenz Solare Prozess-Wärme*. Wels : 2011
- [Baehr 2004] Baehr, H.; Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 4. Auflage, Berlin, Springer : 2004
- [Bage 1989] Bage, B.K.: *A review of entrainment limits in thermosyphons and heat pipes*. In: ASME (Hrsg.): *Porous media, mixtures, and multi-phase heat transfer* (Tagungsband Winter annual meeting of the American Society of Mechanical Engineers) ISBN 0-7918-0385-6, New York : 1989
- [Balzar 1997] Balzar, Andreas: *Entwicklung, Vermessung und theoretische Modellierung wärmerohrgekoppelter Hochtemperatursolarherde*. Marburg : Universität Marburg, Fachbereich Physik, Dissertation, 1997
- [Bartelsen 1999] Bartelsen, B.; Kiermasch, M.; Rockendorf, G.: *Wärmeverluste von Flachkollektoren in Abhängigkeit vom Kollektorneigungswinkel*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *9. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : 1999
- [Bartsch 1990] Bartsch, G.: *Phenomenological Analysis of Boiling Heat Transfer within the Liquid Pool of a Two-Phase Closed Thermosyphon*. In: *Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference*. Minsk : 1990
- [Beitz 2001] Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 20., neubearbeitete und erweiterte Auflage, Berlin, Springer : 2001
- [Bezrodny 1994] Bezrodny, M.K.; Podgoretskii, V.M.: *Flooding and heat transfer limits in horizontal and inclined two-phase thermosiphons*. In: *Experimental Thermal and Fluid Science*. Volume 9, Issue 3, Elsevier Science Ltd., 1994
- [Bienert 1973] Bienert, Walter: *Heat Pipes For Solar Energy Collectors*. In: Institut für Kernenergetik Universität Stuttgart (Hrsg.): *Proceedings of the 1st International Heat Pipe Conference*. Stuttgart, 1973

- [BSW 2012] Bundesverband Solarwirtschaft (Hrsg.): *Fahrplan Solarwärme - Strategie und Maßnahmen der Solarwärme-Branche für ein beschleunigtes Marktwachstum bis 2030*. Berlin : 2012
- [Busse 1967] Busse, C.: *Pressure drop in the vapour phase of long heat pipes*. In: *Thermoionic Conversion specialists Conference (Tagungsband)*. Palo Alto, Vereinigte Staaten : 1967
- [Ciccarelli 2011] Ciccarelli, Massimiliano; Fritzsche, Ulrich: *Frostprüfung von Heat-pipe Vakuumröhrenkollektoren; keine Frage des Wärmeträgerfluids!*. In: OTTI e. V. (Hrsg.): *21. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg, 2011
- [de Vroome 1984] de Vroome, C.J.M: *Flooding en entrainment in een warmtepijp*. Forschungsbericht (WOP-WET 84.016); Eindhoven (Niederlande), 1984
- [Duffie 2006] Duffie, John; Beckman, William: *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3. Auflage, Hoboken, New Jersey . John Wiley & Sons, 2006
- [Eggert 2012] Eggert, Daniel; Lampe, Carsten; Jack, Steffen; Katenbrink, Nils: *Ein Kollektor, der nicht in die Prüfnorm passt: Leistungsgrenzen eines Vakuumröhrenkollektors mit Wärmerohr*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *22. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : Mai 2012
- [El-Nasr 1993] El-Nasr, M.A.: *Performance of a Wickless Heat Pipe Solar Collector*. In: Taylor & Francis (Hrsg.): *Energy Sources*. Band 15, Nr. 3, S. 513–522, 1993
- [EN 12975-2] CEN Europäisches Institut für Normung (Hrsg.): *EN 12975-2:2006 (D); Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren*. Juni 2006
- [Enertron 2001] Enertron (Hrsg.): *Heat Pipe Selection Revision 12/04/2001*. In: <http://www.enertron-inc.com/enertron-resources/pdf/how-to-select-a-heat-pipe.pdf>, gesehen am 20.07.2012
- [EnEV 2013] *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden*. Energieeinsparverordnung vom 24. Juli 2007 (BGBl. I S. 1519), die durch Artikel 2 des Gesetzes vom 4. Juli 2013 (BGBl. I S. 2197) geändert worden ist, Anlage 1 Abschnitt 2.1.1 : 2013
- [ESTIF 2012] European Solar Thermal Industry Federation ESTIF (Hrsg.): *Solar Thermal Markets in Europe – Trends and Market Statistics 2011*. Marktstudie; http://www.estif.org/statistics/archived_statistics/, gesehen am 29.07.13
- [ESTIF 2013] European Solar Thermal Industry Federation ESTIF (Hrsg.): *Archived Statistics*. Internetseite mit Marktstudien; http://www.estif.org/statistics/archived_statistics/, gesehen am 29.07.13
- [Faghri 1995] Faghri A.: *Heat pipe science and technology*. Taylor & Francis, Washington DC, USA, 1995

- [Golobic 1993] Golobic, I.: *Modelling of Two-Phase Closed Thermosyphon with Emphasize on Working Fluids and Operating Limits*. In: *Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference*. Minsk : 1993
- [GREENoneTEC 2013] GREENoneTEC Solarindustrie GmbH (Hrsg.): *Heatpipe System - HP 160 Easy*. Datenblatt; http://www.greenonetec.com/fileadmin/user_upload/downloads/Produktdatenblaetter/HP160_Easy_Heatpipe-System.pdf, gesehen am 24.07.2013
- [Groll 1973] Groll, M.: *Proceedings of the 1st International Heat Pipe Conference*. Institut für Kernenergetik der Universität Stuttgart, Stuttgart, 1973
- [Groll 1981] Groll, M. ; Nguyen-Chi, H.: *Wärmerückgewinnungsanlagen mit Reflex-Wärmerohren als Bauelemente*. Europäische Atomgemeinschaft, EURATOM, ISSN 1018-5593. Luxemburg, Kommission der Europäischen Gemeinschaften : 1981
- [Gross 1991] Gross, U.: *Kondensation und Verdampfung im geschlossenen Thermosyphon*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 19, Wärmetechnik, Kältetechnik, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- [Gross 1992] Gross, U.: *Falling Film Evaporation Inside a Closed Thermosyphon*. In: *Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference*. Beijing, China, 1992
- [Hafner 2013] Hafner, Bernd: *Mit welcher Strategie können deutsche Hersteller und Handwerker national und international die Solarwärme technologisch und marktnah voranbringen?*. In: DSTTP (Hrsg.): *3. Deutsche Solarthermie- Technologiekonferenz*. Berlin, 2013
- [Hashimoto 1999] Hashimoto, H.: *Study on Condensation Heat Transfer Characteristics in a Thermosyphon with Non-Condensable Gas Effect*. In: Japan Association for Heat Pipes (Hrsg.): *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*. Tokyo, 1999
- [Hashimoto 2002] Hashimoto, H.; Kaminaga, F.: *Heat transfer characteristics in a condenser of closed two-phase thermosyphon: Effect of entrainment on heat transfer deterioration*. In: *Heat Transfer - Asian Research* Bd. 31, Nr. 3, Seite 212–225 : 2002
- [Heimrath 2007] Heimrath, R.; Haller, M.: *Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System*. Projektbericht des Task 32 des Solar Heating and Cooling Programme der Energy Agency. 2007
- [Hijikata 1984] Hijikata, K.; Chen, S.J.; Tien, C.L.: *Non-condensable gas effect on condensation in a two-phase closed thermosyphon*. In: Elsevier (Hrsg.): *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Band 27, Nr. 8, S. 1319–1325. 1984
- [Huminić 2011] Huminić, G.; Huminić, A.: *Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphons using nanofluids*. In: *Experimental Thermal and Fluid Science*. Bd. 35, Nr. 3, S. 550–557 : 2011
- [Hussein 2001] Hussein, H.M.S.; Mohamad, M.A.; El-Asfour, A.S.: *Theoretical analysis of laminar-film condensation heat transfer inside inclined wickless heat pipes flat-plate solar collector*. In: *Renewable Energy*. Volume 23, Issues 3–4, Elsevier Science Ltd., 2001

- [Hübner 2010] Hübner, G.: *Untersuchung von Heat-Pipes aus solarthermischen Kollektoren*. In: OTTI e. V. (Hrsg.): *20. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg, 2010
- [IEA-SHC 2013] International Energy Agency – Solar Heating & Cooling Programme IEA SHC (Hrsg.): *Solar Heat Worldwide*. Internetseite mit Marktstudien; <http://www.iea-shc.org/publications-category?CategoryID=101>, gesehen am 29.07.13
- [Ismail 1998] Ismail, K.A.R.; Abogderah, M.M.: *Performance of a Heat Pipe Solar Collector*. In: *Journal of Solar Energy Engineering*. Volume 120, Issue 1, ASME, 1998
- [ISO 9806-1] International Organization for Standardization (Hrsg.): *ISO 9806-1; Test methods for solar collectors - Part 1: Thermal performance of liquid heating collectors including pressure drop*. Genf (Schweiz) : Dezember 1994
- [ITW 2012] ITW Stuttgart (Hrsg.): *Topic report for WP2 Solar thermal collectors – Performance testing of evacuated tubular collectors*. Version 2.1. Stuttgart, Juni 2012
- [JAHP 1985] Japan Association for Heat Pipes (Hrsg.): *Proceedings of 1st International Heat Pipe Symposium (IHPS)*. Tokyo, Japan, 1985
- [Jialun 1992] Jialun, He: *Heat Transfer Characteristics in the Evaporator Section of a Two-Phase Closed Thermosyphon*. In: *Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference*. Beijing, China : 1992
- [Kamal 1992] Kamal, I.: *Solar Concentrator with Heat Pipe Absorber*. In: International Academic Publishers (Hrsg.): *Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference*. Beijing, China, 1992
- [Kang 2006] Kang, S.; Wei, W.; Tsai, S.; Yang, S.: *Experimental investigation of silver nano-fluid on heat pipe thermal performance*. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 26, Nr. 17-18, S. 2377–2382 : 2006
- [Kingspan 2013] Kingspan Renewables Ltd. (Hrsg.): *ThermomaxHP 400*. Datenblatt; <http://www.kingspansolar.com/pdf/HP400.pdf>, gesehen am 24.07.2013
- [Lampe 2013] Lampe, Carsten; Eggert, Daniel; Jack, Steffen: *Alterungseffekte von Wärmeleitpasten in Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *23. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : April 2013
- [Mahdjuri 1992] Europäische Patentschrift EP 0 483 324 B1: *HEAT PIPE*. Veröffentlicht am 6.05.1992, Inhaber: Mahdjuri-Sabet, Faramarz; Pr.: 19.05.90 GB 9011261
- [Mauthner 2013] Mauthner, F.; Weiss, W.: *Solar Heat Worldwide – Markets and Contribution to the Energy Supply 2011 – Edition 2013*. Marktstudie; <http://www.iea-shc.org/solar-heat-worldwide>, gesehen am 29.07.13
- [Mehta 2007] Mehta, B.: *Two-Phase Closed Thermosyphon with Nanofluids*. In: *Proceedings of the 14th International Heat Pipe Conference*. (Tagungsband). Florianópolis, Brasilien : 2007

- [Meyer 2010] Meyer, J.-P.: *Solarspezialisten behaupten sich*. In: von Schubert, B.: (Hrsg.): *Sonne, Wind und Wärme*. Ausgabe 8/2010, Bielefeld, 2010
- [Mientkewitz 2010] Mientkewitz, G.: *Möglichkeiten eines Heatpipe-Kollektors ohne Stagnationsprobleme*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *20. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : 2010
- [Nguyen-Chi 1981] Nguyen-Chi, H.; Groll, M.: *Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon*. In: *Journal of Heat Recovery Systems*. Bd. 1, Nr. 4, S. 275–286 : 1981
- [Noie 2009] Noie, S.; Heris, S.; Kahani, M.; Nowee, S.: *Heat transfer enhancement using Al₂O₃/water nanofluid in a two-phase closed thermosyphon*. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow*. Bd. 30, Nr. 4, S. 700–705 : 2009
- [Nusselt 1916] Nusselt, W.: *Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes*. Zeitschrift VDI 60, S.541ff , 1916
- [Observ'ER 2013] Observ'ER (Hrsg.): *Observ'ER Barometers*. Internetseite mit Marktstudien; <http://www.euobserv-er.org/downloads.asp>, gesehen am 29.07.13
- [Otto 2000] Otto, Matthias: *Konstruktion, Aufbau und Inbetriebnahme einer Testanlage zur thermischen Bestimmung des internen Leitwertes bei Dewar-Vakuurröhren*. Hameln : Fachhochschule Lippe; Fachbereich Maschinenbau; Diplomarbeit, 2000
- [Park 2002] Park, Y.J.; Kang, H.K.; Kim, C.J.: *Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 45, Issue 23, Elsevier Science Ltd., 2002
- [Pelzer 1988] Patentschrift Deutsche Demokratische Republik DD 277 963 A1: *Verfahren zur Entfernung unerwünschter Gase aus einem Wärmerohr*. veröffentlicht am 12.12.1988, Inhaber: Pelzer, Bernhard
- [Peuser 1997] Peuser, F. A.; Croy, R.; Schumacher, J.; Weiß, R.: *Langzeiterfahrungen mit thermischen Solaranlagen*. Eigenveröffentlichung der ZfS - Rationelle Energietechnik GmbH, Hilden, 1997
- [Reay 2006] Reay, D.A.; Kew, P.A.: *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. 5. Ausgabe, Butterworth Heinemann, Oxford, England, 2006
- [Riffat 2002] Riffat, S.B.; Zhao, X.; Doherty, P.S.: *Analytical and numerical simulation of the thermal performance of "mini" gravitational and 'micro' gravitational heat pipes*. In: *Applied Thermal Engineering*. Volume 22, Issue 3, Elsevier Science Ltd., 2002
- [Rockendorf 1992] Rockendorf, G.; Wetzel, W.: *Untersuchungen an einem Verdampfer-Flachkollektor mit externer Kondensatrückführung*. Interner Bericht am ISFH im Auftrag der Fa. ESE, Rochefort; Hannover, 1992
- [Rockendorf 1993] Rockendorf, G.; Wetzel W.: *Untersuchungen an einem Flachkollektor mit Heat-Pipe- Register*. Interner Bericht am ISFH im Auftrag des TÜV Rheinland, Hannover, 1993

- [Rockendorf 1996] Rockendorf, G.; Wetzels, W.: *Bedeutung und Bestimmung des Kollektorwirkungsgradfaktors bei Sonnenkollektoren*. In: OTTI e.V. (Hrsg.): *6. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : 1996
- [Rommel 1997] Rommel, M.; Moock, W.: *Collector efficiency factor F' for absorbers with rectangular fluid ducts contacting the entire surface*. In: *Solar Energy*. Bd. 60, Seite 199–207, Elsevier : 1997
- [Rösler 1987] Rösler, S.; Takuma, M.; Groll, M.; Maezawa, S.: *Heat transfer limitation in a vertical annular closed two-phase thermosyphon with small fill rates*. In: *Heat Recovery Systems and CHP*. Bd. 7, Nr. 4, Seite 319–327 : 1987
- [Scheuren 2008] Scheuren, J.: *Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder*. Universität Kassel, Fachbereich Maschinenbau; Dissertation, ISBN 978-3-89958-430-1 : 2008
- [Schienbein 2012] Schienbein, Martin: *Simulationsgestützte Analyse der Wärmetransporteigenschaften von Sammlern aus solarthermischen Kollektoren mit Wärmerohren*. Hameln : Hochschule Zittau Görlitz; Fakultät Maschinenbau; Diplomarbeit, 2012
- [Schubert 2010] Schubert, Felix: *Aufbau, Inbetriebnahme und Überprüfung eines Prüfstands zur Bestimmung der Wärmetransporteigenschaften von Wärmerohren für solarthermische Kollektoren*. Hameln : TU Bergakademie Freiberg; Fakultät Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik; Bachelorarbeit, 2010
- [Serneels 1985] Serneels, Luc: *Onderzoek naar het stagnatie proces in de warmtepijp van de Philips vakuümbuis zonnenkollektor*. Emblem (belgien) : Katholieke industriële hogeschool De Nayer, Fachbereich Elektromechanik, Diplomarbeit, 1985
- [Sertec 2011] Sertec Energy Ltd. (Hrsg.): *Solar Thermal Collector Factsheet – Model: Heatwave SG 1002*. Datenblatt; <http://sertecenergy.com/index.php/technical/1>, gesehen am 20.10.11
- [Spendel 1984] Spendel, T.: *Laminar Film Condensation Heat Transfer in Closed Two-Phase Thermosyphons*. In: Japanese Association for Heat Pipes (Hrsg.): *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference*. Tsukuba Science City, Japan, 1984
- [Stumpf 1998] Stumpf, Peter: *Vergleichende Vermessung und dynamische Modellierung ein- und zweistufig wärmerohrgekoppelter Hochtemperatursolarherde*. Marburg : Universität Marburg, Fachbereich Physik, Dissertation, 1998
- [Tannert 1983] Tannert, W.: *Flächenheatpipes auf Rollbondbasis*. Bundesministerium für Forschung und Technologie, Forschungsbericht BMFT-FT-T 83-202, Eggenstein-Leopoldshafen, Oktober 1983
- [Thumm 2002] Thumm, S.; Philipp, C.; Gross, U.: *Film condensation of water in a vertical tube with countercurrent vapour flow*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 44, Nr. 22, Seite 4245–4256 : 2002

- [Thür 2011] Thür, Alexander: *Ergebnisse des einjährigen CombiSol Monitoring Programms*. In: OTTI e. V. (Hrsg.): 21. *Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : Mai 2011
- [Tien 1974] Tien, C.; Rohani, A.: *Analysis of the effects of vapor pressure drop on heat pipe performance*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Bd. 17, Nr. 1, S. 61–67 : 1974
- [TÜV Rheinland 2011] TÜV Rheinland Energie und Umwelt GmbH (Hrsg.): *Frostbeständigkeitsprüfung von Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren (Heat Pipes) in Anlehnung an EN 12975:2006*. Köln, 2011
- [van Rooij 1984-1] van Rooij, L.: *De warmte-overdracht in den kondensator van de warmtepijp van de Philips vakuümbuis-zonnenkollektor*. Forschungsbericht (WOP-WET 84.005); Eindhoven (Niederlande), 1984
- [van Rooij 1984-2] van Rooij, L.: *Vooronderzoek naar de warmtehuishouding van de warmtepijp van den Philips vacuümbuiscollector*. Forschungsbericht (ZC 1002/84); Eindhoven (Niederlande), 1984
- [Wang 1991] Wang, J.; Ma, Y.: *Condensation heat transfer inside vertical and inclined thermosyphons*. In: ASME (Hrsg.) *Journal of Heat Transfer* Bd. 113, Seite 777–80 : 1991
- [VDI 2006] (GVC), VDI-Gesellschaft VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: *VDI-Wärmeatlas*. 10th Revised edition. Aufl. : Springer, Berlin, 2006 — ISBN 3540297162
- [Welling 2013] Welling, Robin: *Entwicklung der europäischen Solarmärkte 2012*. In: OTTI e. V. (Hrsg.): 23. *Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg : April 2013
- [Viessmann 2013-1] Viessmann Werke GmbH & Co. KG (Hrsg.): *VITOSOL 300-T Vakuum-Röhrenkollektor nach dem Heatpipe-Prinzip zur Nutzung der Sonnenenergie*. Datenblatt; http://www.viessmann.de/content/dam/internet-global/pdf_documents/Datenblaetter_2013/EV/5693172_05-2013_DE.pdf, gesehen am 24.07.2013
- [Viessmann 2013-2] Viessmann Werke GmbH & Co. KG (Hrsg.): *VITOSOL 200-T Vakuum-Röhrenkollektor nach dem Heatpipe-Prinzip zur Nutzung der Sonnenenergie*. Datenblatt; http://www.viessmann.de/content/dam/internet-global/pdf_documents/Datenblaetter_2013/EV/5793173_05-2013_DE.pdf, gesehen am 24.07.2013
- [Zimmermann 2011] Zimmermann, C.; Fischer, S.; Drück, H.: *Untersuchung der thermischen Leistungsfähigkeit von Wärmerohren für Vakuum-Röhrenkollektoren*. In: OTTI e. V. (Hrsg.): 21. *Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband)*. Regensburg, 2011