Technische Universität München

Lehrstuhl für Energiesysteme

Untersuchung von Kreisprozessen für die solarthermische Stromerzeugung im kleinen und mittleren Leistungsbereich

Anton Caspar Benedikt Ludwig An-Lai Neuhäuser

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

eingereichten Dissertation.

Vorsitzender:	UnivProf. Rafael Macián-Juan, Ph.D.
Prüfer der Dissertation:	1. UnivProf. DrIng. habil. Hartmut Spliethoff
	2. apl. Prof. Dr. rer. nat. Volker Wittwer,
	Albert- Ludwigs- Universität Freiburg

Die Dissertation wurde am 14.10.2013 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 13.04.2014 angenommen.

1

Kurzfassung

Anlagen zur solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplung könnten unter günstigen Randbedingungen wirtschaftlich sein. Im Rahmen dieser Arbeit wurden dynamische Simulationsmodelle implementiert, die für die Reglerauslegung und Betriebsoptimierung derartiger Anlagen verwendet werden können. Um eine Weiterentwicklung von Komponenten und eine Validierung der Modelle zu ermöglichen, wurde eine Testanlage aufgebaut und in Betrieb genommen. Es konnte eine sehr gute Übereinstimmung von Simulation und Messdaten gezeigt werden. Anhand von Wetterdaten für charakteristische Tagesverläufe wurde der Einfluss verschiedener Regelstrategien auf den Ertrag der Anlage untersucht.

Abstract

Under suitable conditions, systems for Solar Cogeneration of Heat and Power could be economically viable. In this thesis a flexible dynamic simulation model was implemented for these systems. It facilitates controller design and operation strategy optimization. A test facility was constructed and commissioned. It was designed in order to validate the simulation model and for further developments of components. Simulation and measurement matched very well. Based on weather data for characteristic days the influence of different operation strategies was analysed.

||

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik und des Wissens	4
	2.1 Konzentrierende Solarkollektoren	5
	2.1.1 Kollektoren für solarthermische Kraftwerke	6
	2.1.2 Kollektoren für den kleineren und mittleren Leistungsbereich	10
	2.2 Solarthermische Kraftwerke	13
	2.3 Stromerzeugung mit Wärme-Kraft-Prozessen im kleinen und mittleren	
	Leistungsbereich	15
	2.3.1 Kreislaufmedien	15
	2.3.2 Expansionsmaschinen	18
	2.3.2.1 Turbomaschinen	19
	2.3.2.2 Verdrängermaschinen	20
	2.4 Ausgeführte Anlagen mit konzentrierenden Kollektoren im kleinen und	1
	mittleren Leistungsbereich	22
	2.5 Potential von solaren KWK-Anlagen	26
	2.6 Dynamische Simulation und Regelung solarthermischer Anlagen und	
	Systeme	29
	2.7 Zusammenfassung Stand der Technik	32
	2.8 Forschungsbedarf und Ziele der Arbeit	33
	2.9 Gliederung der Arbeit	34
3	Dynamisches Simulationsmodel	35
	3.1 Dynamische Systemsimulation in ColSim	35
	3.2 Dynamisches Kollektorsimulationsmodel	42
	3.3 Thermoölkessel	44
	3.4 Verdampfer	48
	3.5 Kondensator	55
	3.6 Sammelbehälter	57
	3.7 Pumpe	58
	3.8 Expansionsmaschine	59
4	Testanlage für die experimentelle Untersuchung der solaren Kraft-Wärme-	
K	opplung	65
	4.1 Antorderungen an den Versuchsautbau	65
	4.2 Aufbau des Teststandes	65
	4.3 Verwendete Messtechnik	69
	4.3.1 Temperaturmessung	70
	4.3.2 Druckmessung	72
	4.3.3 Messung der Drehzahl und der Kolbenposition	/3
	4.3.4 Messung des Massen- und Volumenstroms	74
	4.3.5 Messung des Füllstands	75
	4.3.6 Messung der Wellenleistung der Wärmekrattmaschine	/6

|||

	4.4	Aufbau der untersuchten Kolbenmaschine	. 77
	4.5	Berechnung der Wärmeleistungen	. 80
	4.6	Messunsicherheit bei der Bestimmung des Wirkungsgrades von	
	Expans	ionsmaschinen	. 82
	4.7	Sicherheitskonzept	. 85
	4.8	Ansatz zur Nachbildung des Kollektorverhaltens mit "Hardware in the	
	Loop"		. 86
5	Expe	rimentelle Untersuchungen und Modellvalidierung	. 89
	5.1	Inbetriebnahme der Anlage	. 89
	5.2	Plausibilität der ersten Messergebnisse	. 91
	5.3	Vergleich von Auslegung und Messwerten	. 95
	5.4	Vermessung der Kolbenmaschine	. 98
	5.5	Optimierung der Schiebersteuerzeiten	100
	5.6	Validierung des dynamischen Kollektormodells mit Messungen	101
	5.7	Validierung der dynamischen Kreislaufsimulation mit Messungen	104
	5.7.	1 Thermoölkessel	104
	5.7.2	2 Verdampfer	106
	5.7.	3 Kolbendampfmaschine	109
	5.7.4	4 Kondensator und Sammelbehälter	110
	5.8	Demonstration des Hardware in the Loop Konzepts	113
6	Simu	Ilatorische Untersuchung verschiedener Betriebsstrategien	116
	6.1	Auslegung des Systems	116
	6.2	Anfahren des Systems	118
	6.3	Einfache Betriebsstrategie	119
	6.4	Massenstromregelung im Thermoölkreis	121
	6.5	Drehzahlregelung der Expansionsmaschine	122
7	Zusa	mmenfassung und Ausblick	125
Q	uellena	ngaben:	128
D	anksagi	Jng	134

Nomenklatur

Lateinische Zeichen

	Einheit	Bedeutung
A	[m²]	Fläche
С	[m/s]	Geschwindigkeit
С	[-]	Durchflusszahl
С	[kJ/(kg K)]	Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
Ε	[J]	Energie
F	[N]	Kraft
f	[Hz]	Frequenz
g	[m/s²]	Erdbeschleunigung
h	[kJ/kg]	Enthalpie
I _b	[W/m²]	Strahlungsintensität der direkten Strah-
5		lung
k	[WI(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
1	[m]	Länge
L	[m]	Rohrlänge
т	[kg]	Masse
ṁ	[kg/s]	Massenstrom
р	[bar]	Druck
Pr		Prandtl-Zahl
Q_m	[kg/s]	Massenstrom durch Blende
ģ	[W]	Wärmestrom
Re	[-]	Reynolds-Zahl
t	[s]	Zeit
Т	[°C]	Temperatur
ΔT	[K]	Temperaturdifferenz
и	[kJ/kg]	Spezifische Innere Energie
U_{O}	[W/(m²K)]	Wärmeverlustkoeffizient
U_1	[W/(m² K²)]	Wärmeverlustkoeffizient
V	[m³]	Volumen
W	[J]	Arbeit
Ζ	[m]	Höhe

V

	Finhait	Dadautung
	Einneit	Bedeulung
	r 1	
α	[-]	Warmeubergangskoeffizient
γ	[rad]	Azimut
δ	[mm]	Wandstärke
Δ	[-]	Differenz/Änderung
3	[-]	Expansionszahl
η	[-]	Wirkungsgrad
η_0	[-]	Optischer Wirkungsgrad bei senkrechtem Einfall
θ_z	[rad]	Einfallswinkel
κ	[-]	Expansionskoeffizient
ν	[m²/s]	Dynamische Viskosität
ρ	[kg/m³]	Dichte

Griechische Zeichen

VI

Indi	zes
------	-----

Abkürzung	Bedeutung
el	elektrisch
th	thermisch
loss	Verlust
abs	Absorber
т	Mittlere
net	Netto
OE	Thermoöl
TOE	Thermoöl
V	Vorlauf
r	Rücklauf
log	logarithmisch
a	außen
UR	Unverschmutztes Rohrbündel
G	Gänge
i	innen
VW	Vorwärmen
VD	Verdampfung
AM	Arbeitsmedium
S	Sieden
SP	Speisepumpe
FD	Frischdampf
ges	gesamt
mech	mechanisch
WKM	Wärmekraftmaschine
therm	thermisch
mes	Messung
sim	Simulation
soll	Sollwert
AO	Analoges Ausgangssignal

VII

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
OMTS	Oktametyltrisiloxan
ORC	Organic Rankine Cycle
CRC	Clausius Rankine Cycle
IAM	Incidence Angle Modifier (Winkelkorrekturfaktor)
HTF	Heat Transfer Fluid (Wärmeübertragungsmedium)
WKM	Wärmekraftmaschine
USV	Unterbrechungsfreie Stromversorgung

VIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Verteilung der Direktnormalstrahlung (DNI) auf der Erde [4]	3
Abbildung 2.1: Schema eines typischen 50 MW solarthermischen Kraftwerks [6]5
Abbildung 2.2: Übersichtskarte über die in Spanien gebauten und geplanten	
solarthermischen Kraftwerke [26]	. 15
Abbildung 2.3: Temperatur-Entropie-Diagramm verschiedener Kreislaufmedier	n 18
Abbildung 2.4: Prinzipschaubild eines Schraubenmotors [37]	21
Abbildung 2.5: 1 MW Kraftwerk Saguaro Arizona USA [45]	24
Abbildung 2.6: Weltweit verkaufte Dieselmotoren für den Dauerbetrieb 2011	
(Gesamt: 13.269 Motoren) [53]	. 28
Abbildung 2.7: Prozesswärmebedarf verschiedener Wirtschaftszweige [54]	. 28
Abbildung 3.1: Graphische Arbeitsumgebung für ColSim	. 37
Abbildung 3.2: Schema eines instationären Fließsystems	. 39
Abbildung 3.3: Schema eines diskretisierten instationären Fließsystems	. 40
Abbildung 3.4: Schema der modellierten Anlage	. 41
Abbildung 3.5: Aufbau des Thermoölkessels	. 45
Abbildung 3.6: Temperaturverlauf zur Bestimmung der Brennerleistung	.46
Abbildung 3.7: CAD-Zeichung des Verdampfers	. 48
Abbildung 3.8: Auftretende Reynoldszahlen im Betriebsbereich	. 52
Abbildung 3.9: Einfluss der Sperrzeit auf den Wirkungsgrad und die Leistung o	der
idealen Expansionsmaschine	. 62
Abbildung 4.1: Rohrleitungs- und Instrumentierungsschema des Versuchsstan	des
	67
Abbildung 4.2: 3-D Zeichung des Teststandes	. 68
Abbildung 4.3: Der fertig aufgebaute Teststand	. 68
Abbildung 4.4: Steuerungsprinzip des Versuchsstands	. 69
Abbildung 4.5: Visualisierung der aktuellen Betriebsdaten der Anlage	. 70
Abbildung 4.6: Empfohlene Einbaulage für Widerstandsthermometer mit	
Schutzrohr [78]	. 72
Abbildung 4.7: Abhängigkeit von Drehwinkel und Arbeitsvolumen	. 73
Abbildung 4.8: Schematische Darstellung einer Wasserwirbelbremse [81]	. 77
Abbildung 4.9: Die untersuchte Kolbendampfmaschine	. 78
Abbildung 4.10: Zusammenhang von Drehwinkel, Kolben- und Ventilstellung [8	32]
	. 78
Abbildung 4.11: p-V-Diagramm für die ideale Kolbenmaschine	. 79
Abbildung 4.12: Brechungsindex in Abhängigkeit der	
Frostschutzmittelkonzentration	. 81
Abbildung 4.13: Sensitivität des Gesamtfehlers der thermischen Leistung, die de	₽m
Verdampfer zugeführt wird, auf Variation der Einzelfehler	. 84

IX

Abbildung 4.14: Abhängigkeit des Gesamtfehlers von der Temperaturmessung84
Abbildung 4.15: Schematische Darstellung des Hardware in the Loop Ansatzes87
Abbildung 5.1: Zeitlicher Verlauf von Thermoölvorlauftemperatur bei der ersten. 90
Abbildung 5.2: Sprungantworten des Regelkreises bei verschiedenen
Betriebspunkten
Abbildung 5.3: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im 92
Abbildung 5.4: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im
Verdampfer mit korrigierten Koeffizienten bei 11 bar
Abbildung 5.5: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im
Verdampfer mit korrigierten Koeffizienten bei 24 bar
Abbildung 5.6: O-T-Diagramm des Prozesses mit Wasser als Arbeitsmedium96
Abbildung 5.7: Vergleich von Messwerten und "idealer" Maschine im p-V-
Diagramm nach Anpassung der Steuerzeiten
Abbildung 5.8: Erster Prototyp von Industrial Solar (ehem. PSE) in Freiburg 103
Abbildung 5.9: Simulierte und gemessene Austrittstemperatur des Kollektors
(25.07.2008)
Abbildung 5.10: Validierung der Leistungssteuerung über die Klappenstellung
des Brenners
Abbildung 5.11: Temperaturvergleich bei der Chrip-Funktion
Abbildung 5.12: Signale beim Verdampfertest
Abbildung 5.13: Druckverlauf im Verdampfer107
Abbildung 5.14: Temperaturverlauf im Verdampfer
Abbildung 5.15: Massenstrom durch Verdampfer
Abbildung 5.16: Mechanische Leistung der Kolbenmaschine
Abbildung 5.17: Mechanische Leistung der Kolbenmaschine
Abbildung 5.18: Kühlkreistemperaturen111
Abbildung 5.19: Kondensationsdruck 112
Abbildung 5.20: Speisewasserstemperaturen am Pumpenaustritt
Abbildung 5.21: Tagesverlauf der Direktnormalstrahlung (DNI)
Abbildung 5.22: "Hardware in the Loop" Test Vormittag
Abbildung 6.1: Schema des untersuchten Systems
Abbildung 6.2: Temperatur und Druckverlauf beim Anfahren
Abbildung 6.3: Einstahlungsverlauf an den untersuchten Tagen
Abbildung 6.4: Kollektorverhalten bei Regelung der Spiegelstellung
Abbildung 6.5: Vergleich der Thermoölmassenströme mit und ohne Regelung122
Abbildung 6.6: Drehzahl und Temperaturverlauf mit und ohne Regelung124
Abbildung 6.7: Einfluss der Drehzahlregelung auf die mechanische Leistung [87]



1 Einleitung

Die Abhängigkeit unserer Zivilisation von Elektrizität zeigte sich deutlich bei den jüngsten Stromausfällen in Indien. Dort hatten zeitweilig 650 Millionen Menschen oder jeder zehnte Erdenbürger keinen Strom. "Auf den Straßen herrschte Chaos, Fabriken standen still: Der Stromausfall hat gezeigt, dass Indiens Wirtschaftswunder verletzlich ist. Das Land stößt an die Grenzen seiner Möglichkeiten. Und mehr als 300 Millionen Menschen in den Slums warten noch immer vergeblich darauf, dass die Regierung sie überhaupt mit Elektrizität versorgt." [1] "Der erneute Blackout wirft nun ein Schlaglicht auf die veraltete Infrastruktur der Versorgungsnetze und den wachsenden Energiehunger der aufstrebenden Wirtschaftsnation Indien. Bislang ist es der Regierung nicht gelungen, das Stromangebot der steigenden Nachfrage anzupassen." [2] Heute wird der Großteil der zur Verfügung stehenden Ressourcen von einer Minderheit der Weltbevölkerung verbraucht. Es wird eine der großen Herausforderungen der nahen Zukunft sein, den wachsenden Energiehunger der Schwellenländer zu decken, da sonst daraus ein großes Konfliktpotential erwächst.

Die Zeit für einen Wandel des Energiesystems, nicht nur in den Schwellenländern, sieht auch der Ökonom Jeremy Rifkin [3] für gekommen. Ihm zufolge hat jedes Aufkommen von neuen Kommunikationstechnologien auch tiefgreifenden Einfluss auf die Energieerzeugung. Beide zusammen führen dann zu einem gesellschaftlichen Wandel, einer industriellen Revolution. So wurde zum Beispiel mit der Erfindung der Druckerpresse und der Dampfmaschine die erste industrielle Revolution eingeleitet. Die elektrische Kommunikation, die Ende des vorletzten Jahrhunderts aufkam, lieferte zusammen mit dem Verbrennungsmotor den Zündfunken für die zweite industrielle Revolution. Das Pendant zum Internet mit seiner dezentralen Kommunikationsstruktur auf Seiten der Energieerzeugung steht noch aus.

Rifkin sieht es aber in einer dezentralen Versorgungsstruktur mit intelligenten Verteilsystemen ("Smart Grid") und erneuerbaren Energieträgern.

Mit dem jüngst von der Bundesregierung beschlossenen Atomausstieg, dem Klimawandel und der Endlichkeit der fossilen Brennstoffe ist es eine unausweichliche Notwendigkeit neue Technologien für die Stromerzeugung zu entwickeln. Dafür gibt es eine hinreichende Anzahl von Kandidaten wie etwa die Nutzung von Solarenergie, Windenergie, Biomasse, Wasserkraft, Gezeitenkraftwerke und Geothermie. Zusammen übersteigen die Potentiale dieser Energiequellen bei weitem den weltweiten Bedarf. Eine Fokussierung auf Einzeltechnologien scheint dabei nicht zielführend. So würde etwa ein übermäßiger Einsatz der Biomasse mit der Lebensmittelerzeugung konkurrieren. Nur unregelmäßig zur Verfügung stehende Quellen wie Wind und Sonne bedürfen zudem eines Ausgleichs oder der Speicherung. Insgesamt erscheinen intelligente Verteilnetze und eine dezentrale Erzeugung aus einer Vielzahl von verschiedenen Quellen, so wie sie auch von Rifkin propagiert wird, als die sinnvollste Lösung.

Aussichten auf einen größeren Anteil im zukünftigen Energiemix hat die Solarenergie. Geographisch lassen sich Gebiete mit besonders hoher Solarstrahlung und damit günstigen Voraussetzungen für die Wirtschaftlichkeit in den sogenannten Sonnengürteln zwischen 10° und 40° nördlichem und südlichem Breitengrad identifizieren (zu erkennen an den gelben Bereichen in Abbildung 1.1). Da die dort zu findenden Länder zumeist zu den Entwicklungs- und Schwellenländern zählen und dort, wie eingangs erwähnt, ein hoher Bedarf an neuen Lösungen besteht, bieten sich günstige Voraussetzungen für die Nutzung der Solarenergie.





Abbildung 1.1: Verteilung der Direktnormalstrahlung (DNI) auf der Erde [4]

Neben der hier betrachteten solarthermischen Stromerzeugung, also der Erzeugung von Wärme aus konzentrierter Solarstrahlung und der Stromerzeugung in einer Wärmekraftmaschine, bietet sich auch die Möglichkeit Strom mit Hilfe der Photovoltaik direkt aus Solarstrahlung zu gewinnen. Die Photovoltaik konnte in den letzten Jahren eine enorme Kostenreduktion verbuchen. Nichtsdestotrotz gibt es vor allem wegen der besseren Speicherbarkeit von Wärme und der Möglichkeit der gemeinsamen Nutzung von Wärme und Strom aus einer Anlage durchaus noch Potentiale für die solarthermischen Systeme. Da die Speicherbarkeit von Elektrizität aber derzeit von den Märkten kaum honoriert wird, ist es für solarthermische Kraftwerke mit einer typischen Leistung von mehr als 50 MW_{el} schwierig Abnehmer zu finden. Hier haben kleinere Systeme Vorteile, da sie eine kombinierte Nutzung von Strom und Wärme vereinfachen und da zudem Anwendungsfälle existieren, in denen schon heute Speicherfähigkeit honoriert wird, wie z.B. in Inselanwendungen. Vor diesem Hintergrund sollen im Folgenden solarthermische "Klein-" Kraftwerke im Leistungsbereich von 50 kW_{el} bis max. 10 MW_{el} näher untersucht werden.

2 Stand der Technik und des Wissens

Bei solarthermischen Kraftwerken werden in der Regel konzentrierende Kollektoren zur Wärmebereitstellung genutzt. Ansätze, die ohne Konzentration auskommen, wie Solar Pond und Aufwindkraftwerke, sollen hier nicht weiter betrachtet werden. Über einen Zwischenkreislauf, der mit Thermalöl gefüllt ist, wird die Wärme aus dem Kollektor zum Verdampfer transportiert (vgl.: Abbildung 2.1). Der Verdampfer ist Teil eines Kreisprozesses, wie er auch aus konventionellen Kraftwerken bekannt ist. Der erzeugte Dampf wird in einer Turbine expandiert. Anschließend wird er kondensiert und mit Hilfe einer Pumpe zurück in den Verdampfer befördert. Die Besonderheit bei solarthermischen Kraftwerken ist die Möglichkeit, einen Wärmespeicher zu integrieren. Die Speicherung von Wärme ist deutlich effizienter und kostengünstiger als Stromspeicher wie etwa Batterien. Das derzeit genutzte Speicherprinzip nutzt die sensible Wärmespeicherung in Salzschmelzen. Dazu wird ein weiterer Wärmeübertrager für Salzschmelze in den Thermalölkreislauf eingebracht. Zum Laden des Speichers wird während des Tages "kaltes" Salz (bei ca 300°C) aus einem der beiden Tanks durch den Wärmeübertrager gepumpt und auf knapp unter 400°C erwärmt. Das heiße Salz kann dann in einem weiteren Tank gespeichert werden. In der Nacht kann der Speicher entladen werden, indem das heiße Salz genutzt wird, um Thermalöl zu erwärmen und Dampf zu erzeugen. Zumeist findet diese Technologie Verwendung bei Kraftwerken im zweistelligen Megawattbereich. Kraftwerke im kleinen und mittleren Leistungsbereich versprechen jedoch Vorteile bezüglich der Finanzierung, der Technologieentwicklung und der Einbindung von weiteren Wärmenutzern, außerdem bieten sie mittelständischen Unternehmen die Möglichkeit sich zu engagieren. Neben den konzentrierenden Kollektoren, die für große Kraftwerke ausgelegt sind, gibt es inzwischen auch eine Reihe von Herstellern, die Kollektoren für die Prozesswämeerzeugung und die solare Kühlung anbieten. Um die Wirtschaftlichkeit kleinerer solarthermischer Kraftwerke zu untersuchen, wurde am Fraunhofer ISE

eine vom Bundesumweltministerium (BMU) geförderte Studie angefertigt [5]. Darin wurden verschiedene Möglichkeiten zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung, die auch als solare Polygeneration bezeichnet wird, also die Erzeugung von weiteren Produkten neben Strom und Wärme, wie etwa Kälte oder Meerwasserentsalzung, untersucht. Ergebnis war, dass solche Anlagen unter günstigen Randbedingungen, die in Kapitel 2.5 genauer ausgeführt sind, wirtschaftlich sein können. Zunächst soll aber ein kurzer Überblick, über die verfügbaren konzentrierenden Kollektoren und die Möglichkeiten im kleinen und mittleren Leistungsbereich Strom zu erzeugen, gegeben werden.



Abbildung 2.1: Schema eines typischen 50 MW solarthermischen Kraftwerks [6]

2.1 Konzentrierende Solarkollektoren

Grundsätzlich lassen sich konzentrierende Kollektoren in linearkonzentrierende und punktfokussierende Systeme einteilen. Parabolrinnen- und Fresnellkollektoren sind Ausführungen der linearkonzentrierenden Kollektoren während Turmkraftwerke und Parabol-Dishes punktfokussierend sind. In dieser Arbeit sollen ausschließlich linearkonzentriende Systeme betrachtet werden, da diese auch für die hier betrachteten Anlagen im kleinen und mittleren Leistungsbereich (50 kW_{el} bis 10 MW_{el}) in Frage kommen. Im Folgenden soll zunächst auf die Bauformen und Hersteller von Kollektoren für solarthermische Kraftwerke eingegangen werden und dann auf die Kollektoren für den kleinen und mittleren Leistungsbereich

2.1.1 Kollektoren für solarthermische Kraftwerke

Tabelle 2.1 bietet eine Übersicht über die verschiedenen Konstruktionsarten bei Parabolrinnen. Derzeit kommerziell genutzte Kraftwerkskollektoren nutzen Glasspiegel als Reflektoren. Neuere Entwicklungen setzten auf Aluminiumspiegel und auf Reflektorfolien. Thermoöl kommt als Wärmeübertragungsmedium im Absorber zum Einsatz. Als Absorberrohr wird bei Kraftwerkskollektoren auf ein selektiv beschichtetes Stahlrohr mit 70 mm Durchmesser, welches von einem Vakuumhüllrohr aus Glas umgeben ist, zurückgegriffen. Bei der Tragstruktur können zwei Konzepte unterschieden werden, je nachdem wie das bei der Nachführung auftretende Drehmoment und das Biegemoment aufgenommen wird. Bei Kollektoren wie dem "Eurotrough" wird dazu eine Stahlstabstruktur eingesetzt [7]. Alternativ kommt wie beim "LS-2" der Firma LUZ ein Rohr mit Stützrippen zum Einsatz [8]. Dem stetigen Druck zur Kostensenkung soll mit verschiedenen Neuentwicklungen Rechnung getragen werden. Dabei können alternative Reflektormaterialien wie Reflektorfolien oder Aluminiumspiegel zum Einsatz kommen. Hier muss jedoch auch die Stützstruktur mit berücksichtigt werden, die in manchen Fällen deutlich aufwändiger sein kann als bei Glasspiegeln. Die bei Aluminiumreflektoren verminderte Reflektivität führt zu niedrigeren optischen Wirkungsgraden. Zudem muss die Beständigkeit der entsprechenden Materialien gegenüber Witterungseinflüssen und Reinigungsvorgängen nachgewiesen werden. Auch hinsichtlich des Wärmeübertragungsmediums gibt es weitere Optionen, hier sind Salzschmelzen und Wasser/Dampf als Wärmeübertragungsmedium möglich. Salzschmelze ist vor allem wegen seiner Erstarrung bei relativ hohen Temperaturen (140 bis 220°C)

problematisch und muss daher nachts und bei schlechtem Wetter zusätzlich beheizt werden. Die Umsetzbarkeit der Konzepte muss noch demonstriert werden. Sie bietet aber den Vorteil einer direkten Speicherbarkeit in Tanks. Eine andere Option, für die es allerdings bisher noch keine kommerziellen Speichertechnologien gibt, ist die Direktverdampfung von Wasser im Absorber, die zu einer Einsparung von Dampferzeugern führt. Ein weiterer Entwicklungstrend kann derzeit in der Vergrößerung der Aperturweite gesehen werden, die im Falle des Ultimate Trough der Firma Flabeg eine Kostenreduktion um 25% verspricht. [9] Die nachfolgenden Tabellen 2.1 bis 2.3 wurden von Morin [10] übernommen, übersetzt und mit aktuellen Entwicklungen ergänzt. In Tabelle 2.1 ist eine Zusammenstellung derzeit im Einsatz befindlicher Parabolrinnenkollektoren für Kraftwerksanwendungen zu finden.

Im Vergleich zu den Parabolrinnen, die schon seit den 80er Jahren in Kalifornien im kommerziellen Einsatz sind, ist der Fresnellkollektor eine junge Technologie. Er basiert auf der Unterteilung der Parabel in einzelne Segmente. Diese Segmente werden in einer horizontalen Ebene drehbar gelagert und der Sonne so nachgeführt, dass die solare Einstrahlung auf ein stationäres Absorberrohr über dem Kollektor reflektiert wird. In Tabelle 2.2 sind Konstruktionen verschiedener Hersteller zusammengefasst. Um die Toleranz gegenüber Fehlern bei der Spiegelnachführung zu erhöhen, kann ein Sekundärreflektor zum Einsatz kommen, der den Strahlungsanteil, der das Rohr verfehlt, auf selbiges zurückreflektiert. Durch die Isolierung des Sekundärspiegels und eine Glasabdekkung können die Wärmeverluste so reduziert werden, dass auf ein Vakuumrohr verzichtet werden kann. Alternativ werden Mehrohrreceiver genutzt, um die Fehleranfälligkeit zu reduzieren.

Firma/ Kollektor	Foto	Aperturweite/	Receiver	Kraftwerk
		Struktur		
FlagSol [7] /	and constant of the Start	5,77 m	Selektiver	Andasol-1,
Euro Trough		Torque box,	Vakuumabsorber	Guadix,
ET150		Stahlstruktur	ø 70 mm	Spain
Flabeg [9] / Ulti-		7,512 m	S. O.	Prototyp
mate Trough				
Luz / LS-2	7/1///////////	5,00 m	S. O.	SEGS I -
[8]		Rohrstruktur		VII, USA
		verzinkter Stahl		
Luz / LS-3 [8]		5,77 m	5. 0.	SEGS VIII –
		Fachwerk		IX, USA
		verzinkter Stahl		
Sener /		5,76 m	S. O.	Vale 1&2,
Senertrough		Rohr mit		Cadiz,
[11]		gestanzten		Spanien
		Auslegern		
	Man Andrew Contraction			

 Tabelle 2.1:
 Parabolrinnenkollektoren für solarthermische Kraftwerke [10]

Acciona (ehem.		5,00 m organi-	S. O.	Nevada
Solargenix)		sches		Solar One,
/SGX-1		Tragwerk,		Nevada,
[12]		extrudiertes		USA
		Aluminium		
SkyFuel /	and the second se	13,9 m Stab-	Selektiver	Prototyp
SkyTrough [13]		tragwerk aus	Vakkumabsorber	
		Rohren, Reflek-	ø 80 mm	
		torfolie auf		
		Alupanelen		

Tabelle 2.2: Fresnelkollektoren für solarthermische Kraftwerke [10]

Firma	Aperturweite	Foto	Receiver	Demonstration
Novatec Solar [14]	12 m (16 Spiegel à 75 cm)		Absorber mit sekundär Reflektor	1,4 MW und 30 MW Kraftwerk im Betrieb in Calasparra, Spanien
SPG und MAN [15]	15 m (25 Spiegel à 60 cm)		Absorber mit sekundär Reflektor	Demonstrations- kollektor auf der Plataforma Solar de Almería, Spanien

9



2.1.2 Kollektoren für den kleineren und mittleren Leistungsbereich

In den letzten Jahren konnte ein zunehmendes Interesse von Firmen an der Entwicklung von Kollektoren für den Einsatz im Bereich der solaren Prozesswärme und der solaren Kühlung verzeichnet werden. Die Kollektoren sind dabei deutlich kleiner als die im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Kraftwerkskollektoren. Eine Kostenreduktion wird zum Beispiel durch den Einsatz von mit Schwarzchrom beschichteten, nicht vakuumierten Receiverrohren, und von Aluminiumreflektoren angestrebt. Dies schlägt sich jedoch in einem niedrigeren Wirkungsgrad und eventuell auch in einer verkürzten Lebensdauer besonders bei hohen Temperaturen nieder, weswegen diese Kollektoren häufig für den Einsatz bei Temperaturen unter 200°C konzipiert sind. Andere Hersteller setzen Receiver aus dem Bereich der Kraftwerkskollektoren ein und erreichen damit gute Wirkungsgrade auch bei Temperaturen oberhalb 200°C. Häufig werden die Kollektoren für den Einsatz auf Industriedächern konzipiert. Dabei ist auf geringe Wind- und Flächenlasten und die Montierbarkeit zu achten. Tabelle 2.3 gibt eine Übersicht über die am Markt erhältlichen Kollektoren und ihre Eckdaten.



Firma	Aperturweite	Foto	Receiver	Temperaturbereich
	[m]			[°C]
Abengoa Solar [16]/ IST-PT1	2,3		Schwarzchrom	
			ø 5,1 cm	<280
Botton Energy [17] /	0,5		Selektiv	<200
ParaSol.one			ø 1,2 cm	
Solithem / PTC 1800 [18]	1,8		Selektiv ø 3,8 cm	<200

 Tabelle 2.3:
 Kollektoren f
 ür den kleinen und mittleren Leistungsbereich [10]

NEP Solar [19] / PolyTrough 1200	1,2		-	<280
Sopogy [20] /			Cermet	
Soponova 4.0	1,25	A	ø 2,5 cm	<200
SopoHelios	2,09		ø 3,2 cm	<330
Acciona Solar genix [21]/ PowerRoof	4		Cermet ø 4,2 cm	<350
Solarlite [22]			Schwarzchrom	<250
SL 2300	2,3		ø 1,2 cm	
SL 4600	4,6		Vakuum ø 7 cm	<500



2.2 Solarthermische Kraftwerke

Die ersten solarthermischen Kraftwerke entstanden in den 80er Jahren in den USA unter dem Eindruck der Ölkrise. Insgesamt wurden 9 Kraftwerke mit einer Gesamtleistung von 354 MW_{el} errichtet. Sie basieren auf Parabolrinnen mit Thermoöl als Wärmeübertragungsmedium. Die Kraftwerke sind heute noch in Betrieb und gelten als wichtiger Beleg für die technische Ausgereiftheit und erreichbare Lebensdauer der Technologie [8]. Nach einer langen Periode ohne Kraftwerksneubauten

entstand 2006 in den USA ein 1 MW_{el} Parabolrinnenkraftwerk mit einem ORC-Prozess zur Stromerzeugung und 2007 ein 64 MW_{el} Parabolrinnenkraftwerk. Derzeit befinden sich weltweit mehrere Kraftwerksprojekte sowohl mit Parabolrinnenals auch mit Turmtechnologie im Bau.

Durch eine Einspeisevergütung ist in Spanien ein lukrativer Markt für solarthermische Kraftwerke entstanden. In diesem Rahmen entwickelte sich ein Industriezweig, der sich mit der Entwicklung und dem Betrieb der solarthermischen Kraftwerke befasst. Insgesamt wurden bisher (Stand 11.2011) 23 Kraftwerke mit einer Nennleistung von 952 MW_{el} errichtet. 26 Kraftwerke mit einer Nennleistung von 1250 MW_{el} befinden sich im Bau. Abbildung 2.2 gibt einen Überblick über die in Spanien installierten Kraftwerke. Als Technologie wurde in den meisten Fällen auf die bewährte Technik der Parabolrinne mit Thermoöl zurückgegriffen. Alle Parabolrinnenkraftwerke haben eine elektrische Nennleistung von 50 MW, was der Obergrenze für die Einspeisevergütung entspricht. Etwa die Hälfte der realisierten Kraftwerke verfügt über einen thermischen Speicher mit einer Kapazität von 6 bis 8 Volllaststunden. Es wurden auch 3 Turmkraftwerke mit einer elektrischen Leistung zwischen 10 (PS10) und 20 MW (PS20, Gemasolar) errichtet. Als Wärmeträger dient bei den beiden erstgenannten Sattdampf, der direkt im Receiver erzeugt wird, und bei letzterem eine Salzschmelze. Das Kraftwerk Gemasolar zeichnet sich zusätzlich durch einen Speicher mit 15 Vollaststunden Kapazität aus, der eine Stromproduktion rund um die Uhr ermöglicht. Weiterhin wurde 2009 ein 1,4 MW Kraftwerk und 2012 ein 30 MW Kraftwerk mit direktverdampfenden Fresnelkollektoren in Betrieb genommen. Aufgrund der noch nicht geklärten Weiterführung der Förderung kann der spanische Markt aber derzeit als gesättigt angesehen werden. [26]

15



Abbildung 2.2: Übersichtskarte über die in Spanien gebauten und geplanten solarthermischen Kraftwerke [26]

Als neue Märkte gelten vor allem die USA, Nordafrika, der Nahe Osten, Indien und China. Weiterhin gibt es Pläne, Strom mittels solarthermischer Kraftwerke in Nordafrika zu produzieren und über Hochspannugsgleichstromübertragung (HGÜ) nach Europa zu exportieren [27]

2.3 Stromerzeugung mit Wärme-Kraft-Prozessen im kleinen und mittleren Leistungsbereich

2.3.1 Kreislaufmedien

Wasser ist das bekannteste und am häufigsten eingesetzte Medium in Wärme-Kraft-Prozessen. Beim Einsatz von Wasser kann auf die größte Erfahrung zurückgegriffen werden, da es seit der Erfindung der Dampfmaschine eingesetzt wird. Vorteilhaft sind seine ökologische Verträglichkeit und die hohe thermische Stabilität. Um Wasser in Dampfkraftprozessen einsetzen zu können, muss es gereinigt und aufbereitet werden. In dem untersuchten Leistungs- und Temperaturbereich kommen auch organische Medien in Betracht. Ein Vorteil dieser Medien kann zum Beispiel der höhere Massenstrom aufgrund der niedrigeren Verdampfungsenthalpie sein. Dies führt zu einem geringeren Einfluss der Spaltverluste in der Expansionsmaschine auf den Wirkungsgrad. Der zumeist retrograde Verlauf der Taulinie ermöglicht im Gegensatz zum Wasser einen sicheren Betrieb der Turbine ohne Tropfenerosion, ohne dass eine Überhitzung nötig ist. Ein mit Wasser betriebener Kreisprozess wird als "Clausius-Rankine Cycle" bezeichnet (CRC) und ein auf einem organischen Medium basierender Prozess als "Organic Rankine Cycle" (ORC).

Bezüglich der Einsatztemperatur lassen sich die organischen Arbeitsmedien grob in zwei Bereiche einteilen: Arbeitsmedien, deren Verdampfungsdrücke oberhalb dem des Wassers liegen, für den Einsatz im Niedertemperaturbereich. Hierbei kommen häufig Kältemittel aus der Klimatechnik zum Einsatz, deren Einsatztemperaturbereich meist unterhalb 150°C liegt. Haupteinsatzgebiet ist die Abwärmenutzung und die Geothermie. Diese Medien werden zum Beispiel in den Arbeiten von Schuster [28] und Köhler [29] genauer betrachtet.

Arbeitsmedien mit Verdampfungsdrücken unterhalb dessen von Wasser sind für Hochtemperaturanwendungen interessant, da der niedrigere Druck zu geringeren Anforderungen an die Anlage führt. Hier kommen zum Beispiel Siloxane (auch Silikonöle genannt), n-Pentan und Toluol in Frage.

Siloxan¹ ist die übergreifende "Bezeichnung für Sauerstoff-Silicium-Verbindungen mit der allgemeinen Formel H3Si-[O-SiH2]n—O—Si" [30]. Diese Stoffgruppe wird hauptsächlich in der Kosmetik- und Reinigungsmittelindustrie eingesetzt, sie ge-

¹ die Bezeichnung setzt sich zusammen aus den Begriffen: silicon, oxygen und alkane.

¹⁶

winnen aber zunehmend als Medien für den ORC an Bedeutung. Dies resultiert aus ihrer Ungiftigkeit und den günstigen thermodynamischen Eigenschaften bis ca. 350°C. Ein Beispiel für ein Silikonöl für den Einsatz in ORC-Prozessen ist Octamethyltrisiloxan (OMTS), eine farblose, gering riechende Flüssigkeit, deren wichtigste Stoffdaten in Tabelle 2.4 zusammengefasst sind. Problematisch ist die Entzündlichkeit, ab 0,9 Vol-% in Luft bildet sich ein explosionsfähiges Gemisch. Einen Vergleich verschiedener Medien, die höhere Wirkungsgrade als OMTS versprechen, derzeit aber noch nicht im Einsatz sind, nimmt zum Beispiel Drescher [31] vor. Silikonöle versprechen beim Einsatz in ORC-Prozessen einen guten Kompromiss zwischen Gefährlichkeit und Wirkungsgrad.

n-Pentan, das zum Beispiel von der Firma ORMAT eingesetzt wird, findet hauptsächlich bei der Herstellung von Dämmstoffen Verwendung. Der Einsatz wird durch seine hohe Entzündlichkeit erschwert. Auch sind seine gesundheitsgefährdende Eigenschaften nicht unproblematisch. Die maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK) liegt bei 1000 ppm. [32]. Positiv ist, dass es keinen negativen Einfluss auf die Ozonschicht hat.

In den 80er Jahren wurde Toluol als Arbeitsmedium in einer solarbetriebenen Anlage verwendet [33]. Es ist als gesundheitsschädlich eingestuft. [34] Daher ist ein Einsatz nur bedingt sinnvoll. In Abbildung 2.3 ist zum Vergleich die Entropie von Wasser, R245fa einem Niedertemperturmedium, von Toluol und OMTS im T-s-Diagramm aufgetragen. Dabei lässt sich gut der retrograde Verlauf der Taulinie erkennen. Dieser führt zum Entstehen von überhitztem Dampf bei der Expansion. Das heißt, bei der Expansion entsteht im Gegensatz zu Wasser bei ORC–Medien kein Nassdampf. Die Gefahr einer Erosion der Turbine durch Tröpfchen im Dampf (sog. Tropfenerosion) besteht also nicht.



Tabelle 2.4: Chemische Eigenschaften Octamethyltrisiloxan – OMTS [35]

Abbildung 2.3: Temperatur-Entropie-Diagramm verschiedener Kreislaufmedien

2.3.2 Expansionsmaschinen

Expansionsmaschinen werden zur Gewinnung von mechanischer oder elektrischer Nutzarbeit in Kreisprozessen genutzt. Sie können in Turbo- und Verdrängermaschinen unterteilt werden. Als Kriterium dient die Form des Energieaustausches zwischen Arbeitsmedium und Maschine. Turbomaschinen, häufig auch als Turbinen bezeichnet, sind offene Systeme, bei denen die mit hoher Geschwindigkeit strömenden Fluidteilchen durch Impulsänderung Arbeit verrichten. Verdrängermaschinen arbeiten im Gegensatz dazu periodisch instationär, die Arbeit wird durch Druckänderungsarbeit geleistet. Der Arbeitsraum wird zyklisch geschlossen und einseitig zum Fluidaustausch geöffnet. Während im Bereich großer Kraftwerke ausschließlich Turbomaschinen Verwendung finden, bestehen im mittleren und kleinen Leistungsbereich durchaus auch Potentiale für Verdrängermaschinen. Zum Beispiel sehen Smith et al. [36] für Leistungen um 100kW_{el} im Temperaturbereich 250°C bis 500°C technische und wirtschaftliche Vorteile für mit Wasserdampf betriebene Schraubenmaschinen gegenüber ORC-Prozessen mit Turbinen. In den folgenden Ausführungen werden nur Expansionsmaschinen betrachtet, die für einen Einsatz im Temperaturbereich oberhalb 250°C geeignet sind. Dafür kommt der Einsatz von Kompressoren aus der Kältetechnik wie etwa Turbo- oder Scrollkompressoren als Expander nicht in Frage und wird daher nicht weiter betrachtet. Stirlingmotoren, die für Dish-Systeme eingesetzt werden können, kommen für linienkonzentrierende Systeme momentan nicht in Frage, da derzeit aussichtsreiche Motoren Temperaturen von über 600 °C benötigen. Sie werden daher hier nicht weiter beschrieben.

2.3.2.1 Turbomaschinen

Anhand der Strömungsrichtung lässt sich die Gruppe der Turbomaschinen unterteilen in axial und radial durchströmte Turbomaschinen. Turbinen für Wasser/Dampf werden ab einer Leistungsgröße von etwa 200 kW_{el} geliefert. ORC-Turbinen gibt es bereits ab 30 kW_{el}. Aus Kostengründen handelt es sich meist um eine oder zwei axial durchströmte Stufen. Leistungsbegrenzend wirkt vor allem die hohe Empfindlichkeit gegenüber Dampfnässe. So liegt der minimal tolerierbare Dampfgehalt bei kleineren Anlagen bei etwa 90 %. Besonders negativ wirkt sich dies auf den Betrieb mit Sattdampf und das Teillastverhalten aus, da hier die Dampfnässe steigt, was im Regelfall nur durch ein Absenken des Eintrittsdrucks zu beheben ist, dies wiederum hat einen sinkenden Wirkungsgrad zur Folge. Nach Hammerschmid [37] sind Dampfturbinen mit Wasser als Arbeitsmedium, die übli-

cherweise in konventionellen Kraftwerken eingesetzt werden, nur für den Leistungsbereich oberhalb 1 MW_{el} wirtschaftlich. Ein Ansatz, der Turbinen auch im kleineren Leistungsbereich interessant machen könnte, ist der Ersatz der Turbinenschaufeln durch Bürsten, die die Turbine widerstandsfähiger gegen Nassdampf machen sollen. Dabei wird Dampf tangential auf das mit Bürsten besetzte Turbinenrad geleitet und seine kinetische Energie in Bewegung umgesetzt [38].

2.3.2.2 Verdrängermaschinen

Hubkolbenmotor

In der Zeit der industriellen Revolution waren Dampfmotoren die ersten Expansionsmaschinen. Wie auch bei den aus Fahrzeugantrieben bekannten Verbrennungsmotoren bestehen Dampfmotoren aus einem Zylinder, der in einem Kolben linear auf und ab bewegt wird. Anstatt von Verbrennung wird der Zylinder hier durch die Expansion des in den Kolben eingebrachten Dampfes in Bewegung gesetzt. Ein Schiebemechanismus, der mit der Welle gekoppelt ist, sorgt für eine wechselseitige Beaufschlagung des Kolbens. Kolbenmotoren sind besonders für einen Einsatz im kleinen Leistungsbereich geeignet. Sie werden im Bereich von 25 bis 1500 kW_{el} angeboten (vgl.: [39]). Ein Vorteil gegenüber Turbomaschinen ist die hohe Verträglichkeit gegenüber Nassdampf. Durch wassergeschmierte Gleitpaarungen können ölfreie Motoren gebaut werden, die sicherstellen, dass kein Schmieröl in den Dampfkreislauf übertritt.

Schraubenmotor

Schraubenkompressoren kommen als Serienprodukte sowohl in der Presslufttechnik als auch als Turbolader in Verbrennungsmotoren zur Anwendung. Durch Umkehr des Funktionsprinzips können diese nach geringfügigen Modifikationen zu Schraubenexpansionsmaschinen umgebaut werden. Wie in Abbildung 2.4 zu sehen ist, besteht der Schraubenmotor im Wesentlichen aus einem konvexen



Hauptläufer (HL) und einem konkaven Nebenläufer, die zusammen mit dem Gehäuse den Arbeitsraum umschließen.

Wird die druckseitige Gehäuseöffnung des Schraubenkompressors mit Frischdampf beaufschlagt, beginnt sich der Schraubenmotor zu drehen. Die Drehrichtung kehrt sich dabei im Vergleich zum Kompressorbetrieb um, was bei der Lagerschmierung beachtet werden muss. (vgl. [40], [41])



Abbildung 2.4: Prinzipschaubild eines Schraubenmotors [37]

Von der Gehäuseöffnung aus strömt das Arbeitsmedium in den Profillückenraum. Die Drehung der Rotoren vergrößert das Volumen des Lückenraumes. In Folge der fortschreitenden Drehbewegung wird der Lückenraum schließlich vollständig von der Gehäuseöffnung getrennt. Damit ist der Füllvorgang abgeschlossen.

Der folgende Expansionsvorgang treibt die Rotoren an und bewirkt eine Volumenzunahme. Er dauert an, bis die Auslassöffnung erreicht ist. Dort beginnt das Ausschieben des expandierten Arbeitsmediums.

Vorteilhaft gegenüber Hubkolbenmotoren ist dabei der Verzicht auf oszillierende Massen, der Drehzahlen von bis zu 20.000 1/min ermöglicht. Der zwangsgesteuerte Ladungswechsel (Einströmen von Frischdampf und Ausströmen von expandiertem Dampf) ohne bewegliche Ventile reduziert den konstruktiven Aufwand und den Wartungsbedarf deutlich. Wegen konstruktiver Restriktionen ist nach Hinsenkamp [40] der Einsatz von Schraubenmotoren auf den Temperaturbereich kleiner 300 °C beschränkt. Der maximale Volumenstrom liegt bei den derzeit verfügbaren Anlagen bei 10 m³/s. Der Leistungsbereich, in dem diese Maschinen eingesetzt werden liegt bei etwa 50 kW_{el} bis 1 MW_{el}.

2.4 Ausgeführte Anlagen mit konzentrierenden Kollektoren im kleinen und mittleren Leistungsbereich

Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über die bereits realisierten Anlagen im betrachteten Leistungsbereich gegeben werden. Dabei werden sowohl Anlagen zur reinen Stromerzeugung als auch zur Kraft-Wärme-Kopplung betrachtet. Eskönnen zwei Phasen unterschieden werden. Bereits als Folge der Ölkrise in den 80er Jahren gab es Interesse an kleinen solartermischen Anlagen zur Stromerzeugung und auch zur gleichzeitigen Wärmenutzung. Diese sind heute nicht mehr im Betrieb. Weitere Anlagen entstanden dann erst wieder ab 2006.

In den Jahren 1982 bis 1984 entwickelt MAN Schraubenmaschinen für solarthermische Kleinkraftwerke im Leistungsbereich von 50 bis 500 kW_{el}. Im Rahmen des Förderprojektes STEP 100 wurde in Australien ein Demonstrationskraftwerk zur reinen Stromerzeugung mit einer Nennleistung von 100 kW_{el} errichtet. In Kombination mit einem zweiachsig nachgeführten Parabolrinnensystem, zwei Dieselgeneratoren und einem Speichersystem wurde sie in ein Kraftwerk integriert. Bei Dampftemperaturen von 250 °C und einem Druck von 16 bar wurde unter Verwendung von Luftkondensatoren, bei einer Kondensationstemperatur von 76 °C (0,4 bar),

ein thermischer Wirkungsgrad von 13,5 % (Strom zu thermischer Leistung des Kollektors) erreicht. [41]

Ebenfalls 1982 veröffentlichte das Kuwait Institute for Scientific Research zusammen mit der Messerschmitt-Bölkow-Blohm GmbH Daten über ein Anlage zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung mit einer Meerwasserentsalzungsanlage in Kuwait mit einer Leistung von 100 kW_{el} und 700 kW_{th} [42]. Die Anlage basierte auf einem Feld aus 56 punktfokussierenden Dishes, die in [43] näher beschrieben werden und einem ORC mit Toluol als Arbeitsmedium [33].

Seit 2006 wird in Arizona, USA ein 1 MW_{el} Solarkraftwerk betrieben (vgl. Abbildung 2.5), das die Firma Solargenix geliefert hat. Es basiert auf Parabolrinnentechnologie mit Thermalöl als Wärmeübertragungsmedium und einem ORC der Firma Ormat mit n-Pentan (vgl. Kapitel 2.3.1) als Arbeitsmedium und einer Turbine als Expansionsmaschine. Die Rückkühlung erfolgt über einen Nasskühlturm eine Wärmenutzung erfolgt hier nicht. Der Nennwirkungsgrad des ORC's beträgt 20,7%, damit soll ein Gesamtwirkungsgrad von 12,7 % bezogen auf die solare Einstrahlung erreicht werden. [44]



Abbildung 2.5: 1 MW Kraftwerk Saguaro Arizona USA [45]

In Spanien ging im Jahr 2009 ein Demonstrationskraftwerk zur Stromerzeugung auf Basis eines direktverdampfenden Fresnelkollektors in Betrieb. Dieser liefert Sattdampf für eine Turbine mit einer elektrischen Nennleistung von 1,4 MW. Hier wird, um den Wasserverbrauch gering zu halten, ein luftgekühlter Kondensator eingesetzt. [14]

Im Rahmen des von der EU geförderten POWERSOL Projektes wurde auf der PSA in Almeria ein bestehendes Parabolrinnenkollektorfeld mit einem Niedertemperatur ORC mit einer Nennleistung von 5kW_{el} auf Basis eines Scrollexpanders gekoppelt. [46] Der ORC wird von einem bestehenden Parabolrinnenfeld mit Ausgangstemperaturen von 160°C bis 190°C versorgt. Nähere Angaben zu der Auslegung der Anlage werden im Endbericht des Projektes nicht gemacht. Der ORC hat offenbar die Nennleistung nicht erreicht, sondern nur 3,5 kW_{el} geliefert. [47]


In [48] wird ein kürzlich gebautes Demonstrationsprojekt der Middle East Technical University in Zypern vorgestellt. Dort wird eine kleine Parablolrinne der Firma Solitem eingesetzt, um Wärme für einen ORC mit einer Schraubenexpansionsmaschine von ElectraTherm bereitzustellen. In einem späteren Schritt ist die Integration einer thermisch angetriebenen Kältemaschine geplant. Die Anlage soll für Tests von Polygenerationskonzepten eingesetzt werden, ist aber scheinbar noch nicht in Betrieb.

Die Firma Solarlite GmbH hat im Energiepark der School of Renewable Energy Technology der Naresuan Universität in Phitsanulok Thailand eine Demonstrationsanlage für die solare KWKK errichtet. Das Solarfeld hat eine Aperturfläche von 928 m², eine thermische Nennleistung von 500 kW und eine elektrische Nennleistung von 50 kW. Zur Kälteerzeugung wird eine Absorptionskältemaschine genutzt, über deren Leistung keine Angaben gemacht werden. Ein Biomassekessel stellt eine Versorgung auch ohne Solarstrahlung sicher. [49]

Im September 2011 nahm Abengoa Solar ein Demonstrationskraftwerk zur Stromerzeugung für das Indian Institute of Technology in Mumbai, Indien in Betrieb. Die Anlage hat eine thermische Leistung von 3 MW, über die elektrische Leistung gibt es keine verlässlichen Daten. [50]

In Thailand wird ein solarthermisches Kraftwerk mit einer Turbine mit 4,5 MW elektrischer Nennleistung von Thai Solar Energy Co.Ltd. betrieben. Es wurde von der Solarlite GmbH gebaut und verfügt über eine Aperturfläche von 45.000 m². Als Besonderheit kommen hier direktverdampfende Parabolrinnenkollektoren zum Einsatz. Eine Wärmenutzung erfolgt hier nicht.

Es wurden also in jüngerer Vergangenheit drei Anlagen zur reinen Stromerzeugung im einstelligen Megawattbreich in Betrieb genommen. Bei zweien wird direkt im Kollektor Dampf erzeugt und in einer Turbine verstromt, bei einer wird auf einen Thermoölkreislauf und einen ORC-Prozess zurückgegriffen. Die Anlagen kleiner 1 MW nutzen die erzeugte Wärme neben der Strom- auch zur Kälteerzeugung, um die Wirtschaftlichkeit zu verbessern. Dies deckt sich mit den Ergebnissen einer Simulationsstudie zur Wirtschaftlichkeit derartiger Anlagen, die im Folgenden beschrieben werden. Da die Anlagen hauptsächlich von Herstellern von Kollektoren als Demonstratoren oder erst vor kurzem im Betrieb gingen, gibt es über deren genaue Auslegung und Betriebsweise wenige Daten.

2.5 Potential von solaren KWK-Anlagen

Um die Potentiale von solarthermischen Kraftwerken im kleinen und mittleren Leistungsbereich zu untersuchen, wurde am Fraunhofer ISE eine vom Bundesumweltministerium geförderte Studie (MEDIFRES) [51] durchgeführt. Im Rahmen dieses Projektes wurden Simulationsmodelle für konzentrierende Kollektoren, Wärmeübertrager, Expansionsmaschinen und thermisch angetriebene Kältemaschinen erstellt. Dabei wurden quasistationäre Jahresdauersimulationen auf Basis von Stundenwerten durchgeführt. Das komponentenbasierte Modell lässt eine flexible Verschaltung der einzelnen Systemkomponenten zu und erlaubt so deren Bewertung. Zusätzlich können verschiedene Arten der Netzeinbindung (Netzgekoppelt / Inselsystem) und Lastprofile für den Strom-, Wärme- und Kältebedarf eingebunden und untersucht werden. Somit lassen sich verschiedene Anwendungsfälle und Anlagenverschaltungen hinsichtlich ihrer solaren Deckung und Wirtschaftlichkeit optimieren und bewerten. Eine detaillierte Beschreibung der Modellierung der Systemkomponenten erfolgte bereits in [52] und [5].



Im Abschlussbericht des Projektes "MEDIFRES" [5] werden verschiedene Fallstudien untersucht. Die Untersuchungen zeigen ein großes Potential für die solarthermische Versorgung von Industriebetrieben mit Anlagen im kleinen und mittleren Leistungsbereich. Es stellt sich heraus, dass der derzeit wirtschaftlichste Einsatzfall für derartige Anlagen Orte sind, die über eine hohe direkte Solarstrahlung verfügen, aber über kein öffentliches Stromnetz. Die Leistung sollte dabei im Bereich industrieller Anwendungen von etwa 50 kW_{el} bis wenigen MW_{el} liegen. Als Beispiele können Minen, aber auch diverse Produktionsstätten in Schwellenländern genannt werden, die heute von Dieselgeneratoren mit Strom versorgt werden. Nach Angaben von Diesel & Gas Turbine Publications [53] werden im Leistungsbereich von 500 kW_{el} bis 5 MW_{el} jährlich rund 11.000 Dieselmotoren für die Stromerzeugung im Dauerbetrieb verkauft (vgl.: Abbildung 2.6). Aufgrund der stark ge-Brennstoffkosten bieten diese Anwendungsfelder stiegenen große Einsparpotentiale, wenn fossiler Brennstoff ganz oder teilweise durch solare Wärme ersetzt werden kann. Wegen der vergleichsweise geringen Anzahl von Betriebsstunden (ca. 2000 bis 3000 Volllaststunden pro Jahr) und des niedrigen Wirkungsgrades sind Niedertemperatursysteme zur Stromerzeugung, wie sie etwa in der Geothermie oder der Abwärmenutzung zum Einsatz kommen, in diesem Anwendungsfeld nicht wirtschaftlich. Das obere Temperaturniveau des Wärme-Kraft-Prozesses sollte oberhalb von ca. 250°C liegen. Somit kommen ausschließlich konzentrierende Kollektoren als Wärmequelle in Frage. Das untere Temperaturniveau der Wärmeauskopplung sollte möglichst tief liegen, kann aber im Falle einer sinnvollen Nutzung der Wärme, zum Beispiel durch Industrieprozesse, auf Werte zwischen 100°C und 150°C angehoben werden. Wie Abbildung 2.7 zeigt, gibt es einen signifikanten Prozesswärmebedarf verschiedener Wirtschaftszweige im Temperaturbereich kleiner 150°C. Die hier dargestellten Daten wurden für Deutschland erhoben, qualitativ gelten diese aber auch für sonnenreichere Länder.



Abbildung 2.6: Weltweit verkaufte Dieselmotoren für den Dauerbetrieb 2011 (Gesamt: 13.269 Motoren) [53]



Abbildung 2.7: Prozesswärmebedarf verschiedener Wirtschaftszweige [54]



2.6 Dynamische Simulation und Regelung solarthermischer Anlagen und Systeme

Die im vorangegangenen Kapitel herangezogene Simulationsstudie basiert auf quasistationären Berechnungen mittels Wetterdaten mit einer Zeitauflösung von einer Stunde. Diese Auflösung ist gängige Praxis in der Bestimmung von Erträgen von solarthermischen Anlagen und deren Auslegung. Wird eine kürzere Zeitschrittweite als eine Stunde verwendet, spricht man häufig von dynamischen Simulationsmodellen. Dabei muss man jedoch drei grundsätzlich unterschiedliche Motivationen unterscheiden:

- Eine Verbesserung der Ertragsprognose z.B durch Hinterlegung von Aufwärm- und Abkühlkurven
- Modelle für die Auslegung und Optimierung der Kraftwerksregelung
- Kraftwerkssimulatoren für die Schulung des Personals und Beschleunigung der Inbetriebnahme

Häufig werden verbesserte Simulationsmodelle zur Ertragsberechnung mit einer Zeitschrittweite von 15 bis 30 Minuten durchgeführt. Mit diesen Modellen ist eine präzisere Berechnung des Jahresertrages möglich jedoch keine Auslegung von Reglern.

Ein Berechnungsmodell für eine bessere Ertragsprognose für ein solarthermisches Kraftwerk auf Basis von Parabolrinnen mit Thermoöl als Wärmeübertragungsmedium mit Zeitschrittweiten von 30 Minuten stellt Moaveni [55] vor. Die Validierung des Models erfolgt anhand von Messdaten für ein Testfeld im Iran. Hirsch et al. [56] stellen einen Ansatz für ein dynamisches Modell eines solarthermischen Kraftwerks mit 50 MW elektrischer Leistung vor. Die Anlage wird in Modelica/Dymola modelliert. Der Einfluss der dynamischen Prozesse auf den Ertrag wird in [57] näher erläutert. Rheinländer [58] beschreibt ein in IPSEpro erstelltes Simulationsmodell zur Ertragsberechnung. Zur Validierung wird das Kollektorfeld des 30 MW_{el} Parabolrinnenkraftwerks SEGS VI nachgebildet und die Simulation mit publizierten Messwerten verglichen.

Bei solaren Kleinkraftwerken kann aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten kein Kraftwerksfahrer eingesetzt werden, der den Betrieb überwacht und gegebenenfalls beeinflusst, wie das bei großen Solarkraftwerken der Fall ist, so dass die Notwendigkeit eines Kraftwerksimulators, wie er zum Beispiel in [59] beschrieben wird, entfällt Da der Betrieb weitgehend vollautomatisiert möglich sein muss, stellen sich aber umso höhere Anforderungen an die Regelungstechnik. Da es bei der solaren Einstrahlung zu starken Schwankungen auch in kürzeren Zeitskalen, zum Beispiel durch Wolkendurchzug kommen kann, stellt der Betrieb solcher Anlagen besondere Herausforderungen an die Automatisierung und Regelung. Um zum Beispiel die Kollektoraustrittstemperatur konstant zu halten, kann Einfluss auf den Massenstrom und die Spiegelnachführung genommen werden. Zusätzliche Schwankungen treten in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung durch einen fluktuierenden Bedarf der Abnehmer auf. Um die notwendigen Regler vor der Inbetriebnahme der Anlagen auslegen und optimieren zu können, werden Simulationsmodelle benötigt, die eine Zeitauflösung im Sekundenbereich ermöglichen. Im Folgenden sollen bekannte Untersuchungen zur Regelung von konzentrierenden Kollektoren aufgeführt werden.

Zur Regelung konzentrierender solarthermischer Systeme beschreibt Camacho in [60] einen Ansatz für einen selbstoptimierenden PI-Regler. Der Regler wurde auf dem Testfeld der Plataforma Solar de Almeria (PSA) implementiert. Da ein Vergleich der Regler aufgrund der nicht wiederholbaren klimatischen Bedingungen nicht möglich ist, erfolgt dieser mittels Simulation. Der selbstoptimierende PI-

Regler zeigt dabei ein deutlich stabileres Verhalten bei schwankenden Einstrahlungen als der herkömmliche PI-Regler mit festen Parametern. Flores et al. [61] beschreiben einen "Fuzzy Predictive Control" Ansatz auf Basis eines linearen Kollektormodells. [62] Stützle [63] beschreibt einen Ansatz für eine "Linear Model Predictive Control"- Implementierung zum automatisierten Betrieb eines 30 MW_{el} Solarkraftwerkes. Veröffentlichungen über die Regelungstechnik der kommerziellen Kraftwerke auf Basis von Thermoöl konnten nicht recherchiert werden.

Es zeigt sich, dass es nur wenige bekannte Ansätze zur dynamischen Simulation von Kraftwerken mit konzentrierenden Kollektoren gibt. Diese zielen eher auf eine Verbesserung der Ertragsprognose oder Betriebsstrategien mit großen Zeitschrittweiten als auf die Reglerauslegung ab. Zur Regelung von kleinen Parabolrinnenfeldern mit Thermoöl wurde in Spanien eine Vielzahl von Untersuchungen gemacht, die gut dokumentiert sind.

Der wachsende Anteil fluktuierender erneuerbarer Energiequellen im Netz stellt erhöhte Anforderungen an die Flexibilität konventioneller Kraftwerke [64]. Es ist daher ein wachsendes Interesse an der dynamischen Simulation bestehender und zukünftiger Großkraftwerke zu verzeichnen [65],[66]. Eine umfassende Übersicht über die Simulation und Modellierung von Feuerungen und Kraftwerken gibt ein Fachbuch zum Thema von Epple et al. [68]. Neben Simulationsumgebungen der Hersteller sind auch kommerzielle Tools, wie zum Beispiel APROS [67] verfügbar. Die hier modellierten Komponenten sollten auch auf solare Kraftwerke übertragbar sein. Es müsste jedoch der Kessel durch ein dynamisches Modell des Kollektors und ggf. des Dampferzeugers ersetzt werden. Dies wäre mit einem gewissen Aufwand verbunden und scheint bisher nicht umgesetzt worden zu sein. Veröffentlichungen zur dynamischen Simulationen von Anlagen zur solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplung wurden nicht gefunden.

2.7 Zusammenfassung Stand der Technik

Die erforderlichen Schlüsselkomponenten (z.B. Mittel- und Hochtemperaturkollektoren, Speicher, kleinere Wärmekraftmaschinen) für eine solare Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) befinden sich auf unterschiedlichen Entwicklungsniveaus. Neben konzentrierenden Kollektoren für die Anwendung in Großkraftwerken ist auch eine zunehmende Anzahl an Produkten für den kleineren Leistungsbereich, hauptsächlich für die Dachmontage verfügbar. Solarthermische Kraftwerke werden derzeit mit Leistungen größer 50 MW_{el} gebaut und betrieben. Wegen der sinkenden spezifischen Kosten ist ein Trend hin zu immer größeren Kraftwerken festzustellen. Die meisten realisierten Projekte basieren auf Parabolrinnen mit Thermoöl als Wärmeübertragungsmedium. Kleinere Anlagen zur reinen Stromerzeugung werden zumeist von Kollektorherstellern als Demonstrationsprojekte, in denen die Leistungsfähigkeit der Kollektoren gezeigt werden soll, realisiert. Dabei steht ein wirtschaftlicher Betrieb nicht im Vordergrund.

Anlagen zur solaren KWK wurden bisher nur im universitären Umfeld mit sehr kleinen Leistungen realisiert. Die Regelungstechnik für Systeme mit solaren Kollektoren ist auf Grund der Schwankungen, die sich durch die solare Einstrahlung und die Bewegung der Sonne ergeben, anspruchsvoll. Ein wirtschaftlicher Betrieb von solarthermischen Kleinkraftwerken erscheint nur möglich, wenn die Anlage weitgehend automatisiert betrieben werden kann. Bisher sind keine Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen zu Optimierung der Regelung bekannt.



2.8 Forschungsbedarf und Ziele der Arbeit

Nachdem sich gezeigt hat, dass solarthermische Kleinkraftwerke unter günstigen Randbedingungen wirtschaftlich sein können, stellt sich die Frage, welche weiteren Schritte getan werden müssen, um dieser Technologie zu einer breiteren Markteinführung zu verhelfen. Die Auslegung und Optimierung dieser Anlagen ist mit den vorhandenen quasistationären Simulationswerkzeugen möglich. Da aber ein automatisierter Betrieb des Systems wirtschaftliche Notwendigkeit ist, werden dynamische Simulationstools für die Auslegung der Anlagenregelung benötigt. Diese sind bisher nicht verfügbar. Im Rahmen dieser Arbeit soll daher ein dynamisches Simulationsmodell für eine Anlage zur Stromerzeugung im kleinen Leistungsbereich erstellt werden, das die Auslegung und die Optimierung von Reglern und Betriebsstrategien ermöglicht.

Messergebnisse von existierenden Anlagen zur Validierung der Simulation sind nicht verfügbar. Der Test von verschiedenen Komponenten für die solare Polygeneration, also die weitere Nutzung der Wärme neben der Stromerzeugung zum Beispiel als Prozesswärme, zur Kälteerzeugung oder zur Meerwasserentsalzung, hinsichtlich ihrer Eignung für die Solaranwendung ist bisher nicht möglich. Daher soll eine Testanlage im Labor des Fraunhofer ISE aufgebaut werden. Diese Anlage soll sich durch eine hohe Flexibilität hinsichtlich der Arbeitsmedien und der realisierten Verschaltung auszeichnen. Zur Nachbildung des dynamischen Verhaltens thermischer Kollektoren mit einem Gasbrenner soll ein Hardware-in-the-Loop Ansatz angewandt und die Funktionsfähigkeit des Ansatzes mit Hilfe eines Versuches gezeigt werden. Die Komponenten der realen Anlage sollen in einer dynamischen Simulationsumgebung modelliert und mit Hilfe von Messwerten validiert werden. Die Einsatzfähigkeit des dynamischen Simulationsmodells soll gezeigt werden, indem verschiedene Betriebsstrategien abgebildet und miteinander verglichen werden.

2.9 Gliederung der Arbeit

Im vorangegangen Kapitel wurden die Grundlagen der solarthermischen Stromerzeugung dargelegt. Die Potentiale einer solaren KWK im kleinen und mittleren Leistungsbereich wurden erörtert, sowie ein Überblick über ausgeführte Anlagen in dieser Leistungsklasse gegeben. Im Kapitel 3 werden die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Simulationsmodelle für die Komponenten einer solaren KWK-Anlage zur dynamischen Simulation vorgestellt. Anschließend wird in Kapitel 4 der am Fraunhofer ISE errichtete Teststand beschrieben. Die verwendete Messtechnik und die resultierende Messgenauigkeit werden diskutiert. Weiterhin wird der "Hardware in the Loop"- Ansatz dargestellt, mit dessen Hilfe das Verhalten eines konzentrierenden Kollektors mit dem Gasbrenner nachgebildet werden kann. Im folgenden Kapitel 5 werden die Inbetriebnahme der Anlage und die dabei aufgetretenen Probleme dargestellt. Die Messwerte für den stationären Betrieb werden den Auslegungsdaten gegenübergestellt. Anhand von Messdaten für transiente Betriebszustände werden die Simulationsmodelle validiert. Die in Kapitel 3 vorgestellten Simulationsmodelle werden in Kapitel 6 verwendet, um verschiedene Betriebsstrategien zu untersuchen. Dabei werden Regeleingriffe in die Spiegelnachführung, den Fluidmassenstrom und die Expansionsmaschinendrehzahl untersucht. Es wird der Einfluss verschiedener Regelgrößen auf den Ertrag der Anlage untersucht. Im abschließenden Kapitel 7 erfolgt dann die Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse der Arbeit.

3 Dynamisches Simulationsmodel

Das bestehende in TRNSYS (Transient System Simulation) [69] implementierte Simulationsmodel für die Systemauslegung ist wegen seiner quasistationären Modellierung für großen Zeitschrittweite von einer Stunde geeignet, aber nicht um das dynamische Verhalten des Systems zu untersuchen [5]. Daher wird ein Simulationsmodell mit kleinen Zeitschritten im Sekundenbereich implementiert, das spontane Änderungen im Systemverhalten, z.B. aufgrund von Wolkendurchzug, abbilden kann. Damit sollen Aussagen über das zu erwartende instationäre Anlagenverhalten getroffen werden können und eine Vorabkonfiguration und Optimierung der Steuer- und Regelungstechnik von Anlagen zur solaren Polygeneration ermöglicht werden.

3.1 Dynamische Systemsimulation in ColSim

Die Simulationsumgebung ColSim wurde 1999 im Rahmen der Dissertation von Christoph Wittwer [70] an der TU Karlsruhe entwickelt. Auf dieser Arbeit basieren auch die Ausführungen in diesem Kapitel. Zielstellung war die Simulation und Optimierung von Reglern in solarthermischen Anlagen, wofür eine Zeitauflösung im Sekundenbereich notwendig ist. Verbreitete Simulationstools wie TRNSYS (Transient System Simulation) [69] oder SAM (Solar Advisory Model) [71] arbeiten üblicherweise mit quasistationären Modellierungsansätzen und Zeitschrittweiten von einer Stunde zur Erstellung energetischer Jahresbilanzen. ColSim arbeitet mit einem Finite-Differenzen Ansatz und eignet sich daher gut zur Abbildung des dynamischen Systemverhaltens im Sekundenbereich. Dabei ist durch die effiziente Struktur weiterhin eine Simulation für den Zeitraum eines ganzen Jahres möglich, um damit die Auswirkungen von Regelentscheidungen auf den Systemertrag bestimmen zu können.

Die gesamte Umgebung ist in ANSI-C programmiert, was eine einfache Übertragbarkeit auf Mikrokontroller und Embedded Systems gewährleistet. ColSim ist eine Public Domain Software, die unter dem Betriebssystem Linux läuft. Dies hat den positiven Effekt, dass sämtliche Quellcodes zugänglich und frei veränderbar sind. Es bringt allerdings auch Schwierigkeiten mit sich, da eine sehr zeitintensive Einarbeitung notwendig ist und die Übersichtlichkeit und Handhabbarkeit für ungeübte Nutzer eingeschränkt ist. ColSim ist zurzeit am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE) in Freiburg in ständiger Weiterentwicklung. Für diese Arbeit wurde die Version ColSim 0.95 verwendet.

ColSim verfügt über eine Schnittstelle zu dem Zeichenprogramm XFIG [72]. Die graphische Eingabe erhöht die Transparenz von komplexen Systemen wesentlich. Einen Eindruck von der graphischen Oberfläche vermittelt Abbildung 3.1. Darüber hinaus steht die kompakte Textebene (ASCII) zur Verfügung. Das System kann aus graphischen Bibliothekselementen zusammengestellt und vernetzt werden. Ähnlich wie das kommerzielle TRNSYS-Tool "PRESIM" oder die blockschaltbildorientierte Oberfläche von Matlab/Simulink wird aus den graphischen Elementen ein lauffähiger Code erstellt. Die Parametrisierung erfolgt wahlweise direkt im Graphikobjekt oder in der Textdatei. Über die Textdatei ist eine einfache Einbindung von externen Optimierern, wie das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte GenOpt [73], möglich.

Die Darstellung der Simulationsergebnisse während der Laufzeit des Programms (Online-Plotter) erfolgt durch die Integration des Public Domain Programms GNUP-LOT [74]. Dadurch können Fehler häufig schon vor Ende der Simulation erkannt und behoben werden. Die Koordination der Simulation, wie die Konvertierung des Simulationsskriptes aus dem Graphikobjekt, Editierfunktionen, Simulationsstart und –abbruch, kann in ColSim via Menü-Umgebung erfolgen.



Abbildung 3.1: Graphische Arbeitsumgebung für ColSim

Zur Berechnung des Systemzustandes benutzt ColSim einen Finite-Differenzen-Ansatz, der in jeder Teilkomponente implementiert wird. Das Vorgehen basiert auf einem modifizierten Euler-Verfahren. Die Konvergenzprobleme, die sich bei Euler-Verfahren bei großen Zeitschritten ergeben, treten hier, durch die Zielstellung, kurze Schrittweiten zu verwenden, nicht auf. Besonderheit an ColSim ist, dass die Berechnung verteilt in den Komponenten in der individuell aus dem Anlagenschema abgeleiteten Abfolge erfolgt. Dabei wird der hydraulische Kreis stets bei der Pumpe begonnen und dann in Laufrichtung des Fluids fortgesetzt. Dabei gilt für jede Komponente, dass die eintretende Masse gleich der ausströmenden Masse ist. Im Gegensatz zu den meisten anderen Systemsimulationsprogrammen zur Kreislaufsimulation wird hier also keine Gleichungsmatrix separiert und von einem externen Solver gelöst. Durch den Verzicht auf implizite Formulierungen entfällt die Notwendigkeit von Iterationen, was sich vorteilhaft auf die Rechenzeit auswirkt.

In ColSim wird auf den Ansatz einer Pfropfenströmung (Plug Flow) zurückgegriffen. Dabei wird ein Pfropfen (Plug) mit konstanter Masse bei seinem Umlauf durch das

System betrachtet. Zur eindeutigen Definition des Zustandes eines Pfropfens wurde neben der Masse und der Temperatur in den früheren Versionen von ColSim die spezifische Wärmekapazität genutzt. Diese blieb über die Simulationsdauer konstant, was eine Abbildung von Phasenwechseln und von Prozessen mit großen Temperaturschwankungen unmöglich machte. Mit der aktuellsten Version von ColSim (0.95) wurde die Betrachtung so erweitert, dass eine Abbildung von Phasenwechseln und großen Temperaturschwankungen mit veränderlicher Wärmekapazitat abgebildet werden können. Damit ist nun auch die Abbildung von Verdampfungsprozessen sowie von Schmelzprozessen, wie sie in Phasenwechselspeichern zum Einsatz kommen, möglich. Jede Komponente des in ColSim abgebildeten Prozesses wird als instationärer Fließprozess in einem offenen System betrachtet. Der gesamte Energieinhalt E des Systems ist definiert als Integral über die Summe aus spezifischer innerer Energie u, der spezifischen kinetischen Energie charakterisiert durch die Geschwindigkeit c und der spezifischen potentiellen Energie als Produkt aus Erdbeschleunigung g und der Höhe z:

$$E = \int_{\substack{Masse \ des \ offenen \ Systems}} \left(u + \frac{c^2}{2} + g \ z \right) dm \tag{GI. 3.1}$$

Aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ergibt sich für das in Abbildung 3.2 schematisch dargestellte instationäre offene Fließsystem, mit dem Energieinhalt E für einen Prozess, der über das Zeitintervall t_a bis t_b verläuft:

$$Q_{ab} + W_{t,ab} + \int_{a}^{b} \left(h_{1} + \frac{c_{1}^{2}}{2} + g z_{1} \right) dm_{1} - \int_{a}^{b} \left(h_{2} + \frac{c_{2}^{2}}{2} + g z_{2} \right) dm_{2} = E_{b} - E_{a} \qquad (Gl. 3.2)$$



Abbildung 3.2: Schema eines instationären Fließsystems

Die Anteile für die kinetische und die geodätische Energie können in der Regel vernachlässigt werden. Durch den Plug-Flow-Ansatz ist sichergestellt, dass die eintretende Masse in das System gleich der austretenden Masse ist. Das heißt, in jeder Komponente strömt genau so viel Masse ein wie aus der Komponente ausströmt dm=dm₁=dm₂. Die Massenbilanz lässt die Verwendung von Komponenten mit variierendem Masseninhalt nicht zu. Die Zulässigkeit dieser Annahmen wird für jede Komponente in den folgenden Kapiteln überprüft. Für Systeme in denen keine technische Arbeit geleistet wird wie zum Beispiel im Kondensator und im Verdampfer gilt außerdem $W_{tab} = 0$. Somit vereinfacht sich Gleichung 3.3 zu:

$$Q_{ab} + W_{t,ab} + (h_1 - h_2)dm = E_b - E_a$$
(G1. 3.3)



Abbildung 3.3: Schema eines diskretisierten instationären Fließsystems

Nun lässt sich das System in n Massenelemente diskretisieren (vgl.:Abbildung 3.3), damit ergibt sich für ein Massenelement des Systems (Knoten K) dem ein fließenden Massenelement (Plug) zu und abgeführt wird:

$$Q_{ab} + W_{t,ab} + (h_{ein} - h_{aus}) dm_{ein} = (h_{Knoten,b} - h_{Knoten,a}) m_{Knoten}$$
(GI. 3.4)

wenn die potentielle und die kinetische Energie des Knotens vernachlässigt werden können und die innere Energie u näherungsweise der Enthalpie entspricht. Dies ist der Fall, wenn die Druckänderung über einen Zeitschritt klein ist. Die Zulässigkeit dieser Vereinfachung sollte für jede Komponente einzeln geprüft werden. Für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Modelle erfolgt die Prüfung in den folgenden Kapiteln.

Der Startwert für den gesamten Energieinhalt des Fluides im Systems E und dessen Änderung während der Simulationslaufzeit gehen zusammen mit den über die

Systemgrenze zu- und abgeführten Energieströmen sowie der in den thermischen Kapazitäten (z.B. Rohrwände) gespeicherten Energie in die Energiebilanz ein.

Ein Überschreiten der voreingestellten Fehlertoleranz führt dabei automatisch zu einem Simulationsabbruch. Durch die Eingrenzung der Betrachtung auf geschlossene Systeme ist die Massenbilanz über die Pumpe, die in jedem hydraulischen Kreis vorhanden sein muss, einfach möglich. Dazu werden die aus der Pumpe einsowie austretenden Massen bilanziert. Zur Stoffwertberechnung von Wasser greift das Programm wahlweise auf die Zustandsgleichungen nach IAPWS-IF97 [75] oder auf Tabellenwerte, zwischen denen interpoliert wird, zurück. Die Gleichungen für die Stoffwerte des verwendeten Thermoöls (Therminol 62) wurden an die im Datenblatt des Herstellers [76] angegebenen Werte approximiert (vgl. Kapitel 4.4).



Abbildung 3.4: Schema der modellierten Anlage

Im Folgenden wird die Modellierung der Komponenten der Testanlage, die in Kapitel 4 näher beschrieben wird dargestellt. Abbildung 3.4 gibt einen Überblick über die verwendeten Komponenten. Der im Schema dargestellte Gasbrenner kann in der Simulation durch ein Kollektormodell ersetzt werden.

3.2 Dynamisches Kollektorsimulationsmodel

Zur Abbildung des dynamischen Kollektorverhaltens mit Hilfe des Gasbrenners (vgl. Kapitel 4.8) sowie zur Abbildung des Gesamtsystems (Kapitel 6) wird ein Kollektormodell verwendet, dessen optische und thermische Modellierung im Folgenden dargestellt wird. Das Modell ist so angelegt, dass sowohl Parabolrinne als auch Fresnelkollektoren abgebildet werden können. Dabei müssen lediglich die Parameter entsprechend angepasst werden. Für die in dieser Arbeit gemachten Untersuchungen wird ein Modell für einen kleinen Fresnelkollektor verwendet, dem ein Schott "PTR 70" als Absorberrohr dient.

Das Absorberrohr wird in eine frei wählbare Anzahl von Knoten n unterteilt. Die Knotenanzahl sollte jedoch so gewählt werden, dass die Länge eines Knotens so kurz ist, dass der Temperaturgradient hinreichend klein ist, um die Dynamik des Kollektors abzubilden. Bei einem 40 m langen Kollektor liegt diese Länge bei etwa 1 m. Die Temperatur des in den Kollektor strömenden Wärmeübertragungsmediums und der Massenstrom dienen als Eingangsgrößen für das Modell. Mit Hilfe der Eintrittstemperatur wird die Wärmekapazität des Thermoöls berechnet. Die dabei verwendeten Gleichungen sind in Kapitel 4.4 näher erläutert.

Wie bei der quasistationären Modellierung (vgl. [10] und [77]) dienen der Einstrahlwinkelkorrekturfaktor (engl.: IAM; Incident Angle Modifier), der von Zenit- Θ_z und Azimutwinkel γ des Sonnenstandes abhängt, der optische Wirkungsgrad bei senkrechtem Einfall η_0 , die Strahlungsintensität bei der direkten Einstrahlung I_b und die Absorber-Aperturfläche A_{absorb} dazu, die absorbierte Strahlungsleistung \dot{Q}_{abs} zu bestimmen:



$$\dot{Q}_{abs} = \eta_0 IAM(\Theta_z, \gamma) I_b A_{absorb}$$
 (Gl. 3.5)

Der optische Wirkungsgrad sowie der IAM werden mit Hilfe von Strahlverfolgungs – (engl. Raytracing) Simulationen für den jeweiligen Kollektortyp bestimmt und in eine Tabelle hinterlegt, um die Programmlaufzeiten zu verkürzen. Dabei wird der Einfallswinkel in eine Komponente parallel zum Absorberrohr IAM(θ_{\parallel}) und eine Komponente senkrecht zum Absorberrohr IAM(θ_{\perp}) aufgeteilt. Für symmetrische Kollektoren ergibt sich dann:

$$IAM(\theta_{z}, \gamma) = IAM(\theta_{\perp}) \cdot IAM(\theta_{i})$$
(Gl. 3.6)

Eine Möglichkeit, die Wärmeverluste zu berechnen, ist nach DIN EN 12975 gegeben. Diese wurde vornehmlich für Flachkollektoren entwickelt, ist aber auch auf Absorber konzentrierender Kollektoren anwendbar. Dabei werden zwei Wärmeverlustkoeffizienten definiert: ein linearer: u_0 und ein quadratischer: u_1 Anteil. Als Fläche bezieht man sich auf die Oberfläche des Absorberrohres. Häufig wird der Umfang gleich in die Koeffizienten aufgenommen, so dass diese längenabhängig sind. Für den intakten PTR 70 wird angenommen: $u_0 = 0$ [W/(mK)] und $u_1 = 0.00271308$ [W/(mK²)].

$$\frac{\dot{Q}_{\rm loss}}{l_{\rm abs}} = u_0 \cdot (T_{\rm m} - T_{\rm amb}) + u_1 \cdot (T_{\rm m} - T_{\rm amb})^2 \tag{Gl. 3.7}$$

Als Referenztemperaturen dienen die Umgebungstemperatur T_{amb} und die mittlere Fluidtemperatur T_m :

$$T_{\rm m} = \frac{T_{\rm ein} + T_{aus}}{2} \tag{Gl. 3.8}$$

Wobei sich T_{ein} und T_{aus} hier auf die Eintritts- bzw. Austrittstemperatur eines betrachteten Absorberabschittes beziehen. Die lineare Mittelung der Temperatur ist hier zulässig, da es sich um ein sensibles Medium handelt.

Die Differenz aus absorbierter Strahlung (Gl. 3.5) und den Wärmeverlusten (Gl. 3.7) ergibt die an das Absorberrohr übertragene Leistung Q_{net} . Diese führt zu einer Erwärmung des Absorberrohres. Von diesem wird Wärme an das Wärmeübertragungsmedium im Rohr übertragen. Damit kann die Austrittstemperatur des Thermoöls aus einem Knoten berechnet werden:

$$T_{HTF,aus} = T_{HTF,ein} + \frac{Q_{net}}{\dot{m} c_p}$$
(Gl. 3.9)

3.3 Thermoölkessel

Um flexibel gegenüber der solaren Einstrahlung zu bleiben, wurde entschieden, zur Wärmebereitstellung einen gasgefeuerten Thermoölerhitzer zu verwenden. Dieser arbeitet nach dem Drei-Zug-Prinzip, d.h. im Rauchgasmantel befinden sich wie in Abbildung 3.5 dargestellt konzentrisch zueinander angeordnete Rohrwendel, die von Thermoöl durchströmt werden. Da Thermoöl als inkompressibel angenommen werden kann, ist die Annahme, dass der Kessel keine Massenänderung erfährt, gerechtfertigt. Die kinetische Energie liegt bei dem maximal auftretenden Volumenstrom von 19 m³/h bei den Rohrdurchmessern von 50 mm bei ca. 98 W und damit deutlich unter der Leistung des Kessels. Die potentielle Energie bei einer Höhendifferenz von ca. 2 m ergibt sich zu 79 W und kann damit ebenfalls vernachlässigt werden.



Abbildung 3.5: Aufbau des Thermoölkessels

Die Leistung des Gasbrenners mit einer Nennleistung von 250 kW wird über einen Schrittmotor, der eine Klappe betätigt, reguliert. Damit kann die Austrittstemperatur des Thermoöls mit Hilfe eines PI-Reglers geregelt werden. Dabei können Klappenstellungen von 8° bis 90° in 0,4°-Schritten angefahren werden. Die abgegebene Leistung des Kessels ist nicht linear zur Klappenstellung. Zur Charakterisierung des Gasbrenners wurde daher die Leistung in Abhängigkeit der Klappenstellung und der Austrittstemperatur vermessen. Dazu wird der Brenner auf eine bestimmte Klappenstellung (Controller Signal von 0 bis 1) eingestellt und solange betrieben bis sich stabile Bedingungen, also konstante Ein- (T _{öl ein}) und Austrittstemperaturen (T _{Öl aus}) einstellen (vgl.: Abbildung 3.6). Die Wärmeleistung wird über einen Plattenwärmeübertrager direkt dem Kühlkreis zugeführt. Über die Temperaturdifferenz und den Massenstrom im Thermoöl lässt sich die in Tabelle 3.1 aufgeführte Leistung des Brenners für die Klappenstellung berechnen. Bei der Leistungsmessung stellten sich Thermalöltemperaturen zwischen 100 und 223°C ein. Diese müssen auf eine gemeinsame Basis normiert werden. Da die Leistung aufgrund der temperaturabhängigen Wärmeverluste mit der Vorlauftem-

peratur fällt, wird sie unter der Annahme einer linearen Wirkungsgradabnahme auf 100°C normiert und dann die Leistung in Bezug auf die Klappenstellung berechnet. Zur Verwendung im Modell werden die Wärmeverluste wieder mit in die Berechnung einbezogen.



Abbildung 3.6: Temperaturverlauf zur Bestimmung der Brennerleistung Der Verlauf der normierten Brennerleistung bei 100°C Austrittstemperatur über der Klappenstellung lässt sich an ein Polynom vierter Ordnung mit den in Tabelle 3.2 aufgeführten Koeffizienten annähern:

Tabelle 3.2:	Koeffizienten des Leistungsmodells
	Wert
C_0	83,3
C1	0,153
C ₂	0,148
C3	0,00230
C.	0.0000112

Zur Berücksichtigung der austrittstemperaturabhängigen Wärmeverluste wird für die Kesselaußenwand ein spezifischer Wärmedurchgangskoeffizient UA von 8 W/K angenommen, der sich auf die Normierungstemperatur von 100°C bezieht. Das Zeitverhalten des Brenners und des Thermoölkreislaufes wird vor allem durch die großen thermischen Kapazitäten des Thermoöls und des Stahls der Rohrleitungen bestimmt. Dabei werden die folgenden Parameter für die Geometrie des Kessels angesetzt:

Tabe	lle 3.3: A	bmessung	en der i	Rohrwendel
	Parameter	Einheit	Wert	
	Durchmesser	mm	55	
	Wandstärke	mm	2,7	
	Länge	т	80	
	Gewicht	kg	286	

Weiterhin geht die Stellzeit, die der Motor benötigt, um die geschlossene Klappe vollständig zu öffnen, als Parameter in das Modell ein. Diese beträgt 104 Sekunden. Da es sich um einen direkten Antrieb über ein Getriebe handelt, ist die Reaktion der Klappe proportional zur Zeit und die Öffnungszeit für einen beliebigen Winkel kann aus der Gesamtzeit errechnet werden. Zur Durchführung der notwendigen Sicherheitsroutinen, wie zum Beispiel das Spülen der Brennkammer, benötigt der Brenner bei jedem Neustart 45 Sekunden. Ein Neustart ist auch erforderlich, wenn der Brenner aufgrund des Überschreitens des Temperatursollwertes um einen einstellbaren Toleranzwert abgestellt wird.

3.4 Verdampfer

Der Verdampfer ist als liegender Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt (vgl.: Abbildung 3.7). Das heiße Thermoöl strömt durch das Rohrbündel und erwärmt und verdampft das im Mantelraum befindliche Arbeitsmedium. Durch den Füllstand im Verdampfer kann Einfluss auf die Dampfqualität genommen werden. Wird der Füllstand so eingestellt, dass das Rohrbündel vollständig mit Arbeitsmedium bedeckt ist, so entsteht Sattdampf. Durch Absenken des Füllstandes kann der entstehende Dampf in begrenztem Maße überhitzt werden. Der ausströmende Dampfmassenstrom wird durch Zufuhr von kaltem Arbeitsmedium von unten kompensiert, so dass sich ein konstanter Füllstand einstellt.



Abbildung 3.7: CAD-Zeichung des Verdampfers

Zunächst soll die Zulässigkeit der nach Kapitel 3.1 bei der Modellierung in ColSim gemachten Vereinfachungen geprüft werden. Die kinetische Energie beträgt für die Betriebszustände des Verdampfers zwischen 150 W und 1,3 kW und kann damit gegenüber der Verdampferleistung von 250 kW vernachlässigt werden. Die potentielle Energie bei einer Höhendifferenz von ca. 2 m beträgt etwa 2 W und ist



damit ebenfalls vernachlässigbar. In ColSim wird zudem angenommen, dass sich die Masse im Verdampfer nicht ändert, da die einströmende Masse zu jedem Zeitpunkt gleich der ausströmenden Masse ist. In realen Verdampfer kann der Füllstand und damit die Masse im Verdampfer variieren, einströmendes Speisewasser und ausströmender Dampf sind nicht direkt miteinander gekoppelt. Durch die Regelung der Speisepumpe wird jedoch der Füllstand konstant gehalten. Unter Annahme einer idealen Regelung ist dann die Annahme gerechtfertigt. Im "normalen" Betrieb der Anlage kommt es zu Schwankungen des Füllstandes von weniger als 3 mm, was einer Masse von ca. 2 kg entspricht. Bei Drucksprüngen kann es aber zu kurzzeitig größeren Schwankungen kommen. Es soll daher der Fehler abgeschätzt werden, der bei einem Drucksprung von 20 bar auf 15 bar gemacht wird. Unter der Annahme, dass sich 150 kg gesättigte Flüssigkeit im Verdampfer befinden, entstehen dabei zusätzlich 4,9 kg Dampf. Diese werden im Simulationsmodell sofort nachgeführt während in Realität eine Verzögerung durch die Reaktionszeit des Reglers und des begrenzten Massenstromes der Pumpe auftritt. Dadurch fällt die innere Energie des Verdampfers durch das nachströmende kalte Medium im Simulationsmodell schneller ab als in der Realität. Die Enthalpiedifferenz verringert sich um 7,5% gegenüber den realen Zuständen. Bei demselben Drucksprung führt die Annahme, dass die Änderung der inneren Energie aus der Enthalpiedifferenz berechnet werden kann zu einer Vernachlässigung der bei der Verdampfung nötigen Kompressionsarbeit. Dadurch wird die Enhalpiedifferenz in der Simulation um ca. 8,8% gegenüber den realen Verhältnissen überschätzt. Insgesamt gleichen sich beide Fehler damit nahezu aus. Der resultierende Fehler von ca. 1,4% kann vernachlässigt werden. Der resultierende Fehler bei der Berechnung ist bei niedrigeren Ausgangsdrücken höher, so ergibt sich bei einem Drucksprung von 5 auf 4 bar ein Fehler von 5%, aber auch dies scheint im Rahmen der Messgenauigkeit und der sonstigen Annahmen hinnehmbar.

Der Wärmestrom von Thermoöl zu Arbeitsmedium ergibt sich aus dem Produkt aus Wärmeübertragerfläche A_{WL} , mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz ΔT_{\log} und Wärmedurchgangskoeffizient k:

$$\dot{Q}_{WL} = A_{WL} \Delta T_{\log} k \tag{GI. 3.10}$$

Die Wärmeübertragerfläche und die Wärmedurchgangszahl werden auf die Rohraussenfläche des Rohrbündels bezogen. Der Außendurchmesser des unverschmutzten Rohrbündels $d_{a.UR}$, die Anzahl der Gänge n_G , die Anzahl der Rohre n_{UR} und die Länge des Rohres l_{UR} sind als Parameter des Simulationsmodells frei wählbar. Es ergibt sich:

$$A_{WL} = n_{UR} n_G l_{UR} d_{a,UR} \pi$$
 (GI. 3.11)

Da mit deionisiertem Wasser als Arbeitsmedium und frischem Thermoöl gearbeitet wird kann die Wärmedurchgangszahl für unverschmutzte zylindrische Rohre verwendet werden:

$$k = \frac{1}{d_{a,UR} \frac{1}{\alpha d_{i,UR}} + \frac{\ln(d_{a,UR}/d_{i,UR})}{2\lambda_{UR}} + \frac{1}{\alpha_a} d_{a,UR}}$$
(Gl. 3.12)

Die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand λ_{UR} wird als Parameter vorgegeben. Die Wärmeübergänge in Gleichung 3.12 lassen sich mittels Nusselt-Gleichungen bestimmen. So ist der innere Wärmeübergang α_i der Rohrströmung:

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \lambda_{TOE}}{d_{i,UR}} \tag{Gl. 3.13}$$

Dabei gilt nach Baehr und Stephan [78] für die turbulente Rohrdurchströmung für $2300 \le \text{Re} \le 5 \cdot 10^6$, $0.5 \le \text{Pr} \le 2000$, 1/d > 1:

$$Nu_{i} = \frac{\zeta_{TOE}}{8} \frac{\operatorname{Re}_{TOE} \operatorname{Pr}_{TOE}}{1 + 12,7 \left(\frac{\zeta_{TOE}}{8}\right)^{0.5} (\operatorname{Pr}_{TOE}^{2/3} - 1)} \left(1 + \left(\frac{d_{i,fo,UR}}{l_{UR}}\right)^{2/3}\right) \qquad (Gl. \ 3.14)$$

Mit

$$\zeta_{TOE} = (0.79 \ln(\text{Re}_{TOE}) - 1.64)^{-2}$$
 (Gl. 3.15)

und den dimensionslosen Kennzahlen:

$$\operatorname{Re}_{TOE} = \frac{c_{TOE} \, d_{i, fo, UR}}{\upsilon_{TOE}} \tag{GI. 3.16}$$

$$\Pr_{TOE} = \frac{\eta_{TOE} c_{pTOE}}{\lambda_{TOE}}$$
(Gl. 3.17)

In Abbildung 3.8 sind die Reynoldszahlen für die im Betriebsbereich der Anlage auftretenden Volumenströme von 8 m³/h bis 18 m³/h aufgetragen. Diese liegen mit Werten zwischen 3000 und 21000 immer über der kritischen Reynoldszahl von 2300, daher kann die Rohrdurchströmung zu jeder Zeit als turbulent angenommen werden. Die Prandtl-Zahl liegt zwischen 21,5 (150°C) und 7,3 (280°C). Damit fällt

sie ebenfalls in den Gültigkeitsbereich von Gleichung 3.14. Für den inneren Wärmeübergang ergeben sich damit Werte zwischen 410 und 1250 WI(m²K).



Abbildung 3.8: Auftretende Reynoldszahlen im Betriebsbereich

Auf der Rohraußenseite beschreibt der Wärmeübergangskoeffizient α_a in Gleichung 3.12 den Wärmeübergang vom Rohrbündel an das Arbeitsmedium im Mantelraum des Verdampfers. Es werden zwei Bereiche unterschieden, zum einen wird kaltes Arbeitsmedium, das in den Verdampfer strömt, vorgewärmt, zum anderen setzt Blasensieden ein sobald die Verdampfungstemperatur erreicht ist. Da sich die bei diesen Vorgängen auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten stark unterscheiden, werden sie getrennt betrachtet.

Für die Berechnung des Vorwärmteils des Verdampfers wird die Nusselt-Gleichung für freie Konvektion um einen waagrechten Zylinder nach [78] S.428 angenommen. Diese gilt im Bereich $10^{-6} < \text{Ra} < \infty$ und Pr > 0:

$$Nu_{a,VW} = \left(0,6 + \frac{0,3887Ra_{a,VW}}{\left(1 + \left(0,559/\Pr_{A,VW}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2$$
(Gl. 3.18)

Die Definition für die Prandtl $Pr_{AM,VW}$ - und Rayleigh-Zahl $Ra_{a,VW}$ können [78] entnommen werden:

$$\Pr_{AM,VW} = \frac{\eta_{AM,VW} c_{pAM,VW}}{\lambda_{AM,VW}}$$
(Gl. 3.19)

$$Ra_{a,VW} = \frac{\beta_{\infty,AM,V} \left(\Delta T_{\log,VW} \frac{k_{VW}}{\alpha_{a,VW}}\right) g \, d^{3}{}_{a,fo,UR}}{v^{2}{}_{AM,VW}} \operatorname{Pr}_{AM,VW}$$
(Gl. 3.20)

Daraus ergibt sich der äußere Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{a,VD,UR,0} = \frac{Nu_{a,VD} \lambda_{AM,VD}}{d_A} \tag{GI. 3.21}$$

Für den untersuchten Bereich liegt Ra zwischen 5*10⁶ und 10⁷ und Pr zwischen 1,1 und 1,7 also innerhalb des Gültigkeitsbereichs. Damit ergeben sich für den Verdampfer äußere Wärmeübergangskoeffizienten für die Vorwärmung zwischen 1470 und 1850 W/(m²K).

Nach Wagner [79] kann zur Abschätzung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,VD}$ im Bereich des Blasensiedens auch folgende Korrelation auf Basis des Verdampferdrucks p_{VD} und der Wärmestromdichte $\dot{q}_{a,VD}$ verwendet werden:

$$\alpha_{a,VD} = 3800 W/m^2 \cdot F(p_{VD}) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{a,VD}}{20000 W/m^2}\right)^z (Gl. \ 3.22)$$

mit dem druckabhängigen Faktor $F(p_{VD})$:

$$F(p_{VD}) = 2,55 \cdot p_{VD}^{0,27} \cdot \left(9 + \frac{1}{1 - p_{VD}^{+2}}\right) \cdot p_{VD}^2 \quad (Gl. \ 3.23)$$

Damit ergeben sich für den Betriebsbereich von 10 bar bis 24 bar bei 150 bis 250 kW Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 1890 und 7944 WI(m²K). In Tabelle 3.4 sind die maximal und minimal auftretenden k-Werte für den Wärmeübergang im Verdampfer zusammengetragen.

T I II D A	D / /	14/** **1	,	
Tabelle 3.4:	Berechneter	VVarmeubergang	des	Verdampters

Parameter	Einheit	Wert
k vw min	[WI(m ² K)]	281
k _{VW max}	[WI(m²K)]	650
k _{VD min}	[WI(m²K)]	293
k _{VD max}	[WI(m ² K)]	890

Zur Modellierung des Verdampfers in ColSim wird ein Gegenstromwärmeübetrageransatz gewählt. Auf Basis der Wärmeübertragerfläche, der Temperaturdifferenz und des Wärmeübertragungskoeffizienten wird nach Gleichung 3.10 für jeden Knoten die übertragene Wärmemenge berechnet. Sobald die Verdampfungstemperatur erreicht wird, setzt die isotherme Verdampfung ein. Der entstehende Dampf verbleibt zunächst in den einzelnen Knoten. Die gesamte entstandene Dampfmenge wird erfasst und über einen Ausgang an die Wärmekraftmaschine bzw. das Bypass-Ventil übermittelt. Von diesen beiden Komponenten wiederum wird die abströmende Dampfmasse zurückgemeldet. Die Differenz aus entstandener und abströmender Dampfmasse verbleibt im Verdampfer und trägt dort zur Druckerhöhung bei. Dabei wird aus dem zur Verfügung stehenden Dampfvolumen und der Dampfmasse die Dichte bestimmt, aus der sich mit Hilfe der Stoffwertedatenbank und der Festlegung auf Sattdampf der zugehörige Druck bestimmen lässt.

Um numerischen Instabilitäten vorzubeugen, wird die Druckänderung mittels Relaxationsfaktor abgeschwächt. In Tabelle 3.5 sind die bei der Modellierung des Verdampfers der Testanlage verwendeten Parameter für die Geometrie aufgeführt.

Tal	belle 3.5:	Paramet	er des Ve	erdampfers
	Parameter	Einheit	Wert	
	d _{aRohr}	[m]	0.015	
	$\delta_{\textit{Rohr}}$	[m]	0.001	
	d _{iRohr}	[m]	0.013	
	n _{Gänge}	[-]	2	
	I _{Rohr}	[m]	2.4	
	n _{Rohr}	[-]	60	
	A_{ges}	[m²]	13.6	
	δ_{Mantel}	[m]	0.004	

3.5 Kondensator

Wie der Verdampfer, ist auch der Kondensator als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt. In den Rohren strömt ein Wasser/Glykol–Gemisch, das über einen Tischkühler auf dem Dach zurückgekühlt wird. Der im Mantelraum befindliche Dampf kondensiert auf den Rohren. Das entstehende Kondensat tropft in den Sumpf am Behälterboden und fließt aufgrund der Schwerkraft in den Sammelbehälter. Die Kondensationstemperatur T_{Kond} errechnet sich aus der Austrittstemperatur des Kühlmediums im letzten Zeitschritt $T_{aus(i-1)}$ erhöht um die übertragene Wärmeleistung \dot{Q} , dividiert durch den Wärmedurchgangskoeffizenten k und die Übertragerfläche A:

$$T_{Kond} = T_{aus(i-1)} + \frac{\dot{Q}}{kA}$$
 (Gl. 3.24)

Der zugehörige Kondensationsdruck kann aus den Stoffwerten bestimmt werden. Im Gegensatz zum Verdampfer, bei dem die Aufteilung in zwei Bereiche nötig ist,

kann zur Berechnung der übertragenen Wärmeleistung bei der Kondensation ein einheitlicher Wärmeübertragungskoeffizient für die Filmkondensation am waagrechten Rohr nach [78] angenommen werden.

Der Einfluss von Inertgasen wird vernachlässigt, da der Kondensator bei der Inbetriebnahme sorgfältig evakuiert wird.

$$\alpha_{a,UA} = 0.728 \left(\frac{\rho_{ab,AM} \left(\rho_{ab,AM} - \rho_{G,AM} \right) g \Delta h_{AM} \lambda_{ab,AM}^{3}}{\eta_{ab,AM} \left(T_{s,AM} - T_{o} \right) d_{a}} \right)$$
(Gl. 3.25)

Für das Rohrbündel gilt nach [78]:

$$\alpha_{a} = \alpha_{a,UR} \left(1 + 0.2 \frac{c p_{ab,AM} (T_{s,AM} - T_{0})}{\Delta h_{AM}} (n_{Rohr,R} - 1) \right) n_{Rohr,R} - \frac{1}{4} \quad (Gl. 3.26)$$

Dabei ist $n_{Rohr,R}$ die Anzahl der lotrecht übereinander liegenden Rohre. Die Enthalpiedifferenz Δh_{AM} ist die Differenz zwischen Dampf- und Kondensatenthalpie. Die Wandunterkühlung kann berechnet werden mit:

$$T_{S,AM} - T_0 = \frac{\dot{q}_a}{\alpha_a}$$
 (Gl. 3.27)

Damit ergeben sich über den Betriebsbereich des Kondensators Wärmeübergangskoeffizienten von 500 bis 870 W/(m²K). In Tabelle 3.6 werden die Parameter zur Geometrie des in der Testanlage verbauten Kondensators zusammengefasst.

Die thermische Kapazität der Rohrwand kann gegenüber der thermischen Kapazität des Wärmeübertragerfluids, die mit dem Plug-Flow-Ansatz berücksichtigt wird, vernachlässigt werden.

Parameter	Einheit	Wert
d _{a,Rohr}	[m]	0.015
$\delta_{\textit{W}and,\textit{R}ohr}$	[m]	0.001
d _{i,Rohr}	[m]	0.013
n _{Gänge}	[-]	6
I _{Rohr}	[m]	2.4
n _{Rohr}	[-]	25
n _{RohrR.}	[-]	13
A_{ges}	[m²]	17

Parameter des Kondensators

Tabelle 3.6:

3.6 Sammelbehälter

Das im Kondensator anfallende Kondensat fließt aufgrund des Schwerkrafteinflusses in den Sammelbehälter. Der Sammelbehälter muss die je nach Betriebszustand unterschiedlichen Umlaufmassenströme ausgleichen können. Die im Sammelbehälter befindliche Flüssigkeit wirkt als Verzögerungsglied auf die Temperatur des in die Pumpe strömenden Mediums. Das Behältervolumen muss zunächst durch das einströmende Kondensat erwärmt bzw. abgekühlt werden. Die Temperatur des Sammelbehälters ergibt sich aus der idealen Mischung von zuströmendem Kondensat und im Behälter befindlicher Flüssigkeit. Zusätzlich werden die Wärmeverluste des Behälters durch die Angabe des U-Wertes für die isolierte Behälterwand berücksichtigt.

Bei ersten Untersuchungen mit dem Modell fiel auf, dass es zwar Bereiche gibt, in denen die gemessenen und die simulierten Werte für die Drücke gut übereinstimmen, aber auch Zustände, bei denen es zu starken Abweichungen kommt. Die

Abweichungen treten auf, wenn der aus der Kühlmitteltemperatur berechnete Kondensationsdruck unter den aus der Fluidtemperatur im Sammelbehälter berechneten Wert fällt. Also wenn längere Zeit bei einer höheren Temperatur kondensiert wurde und dann die Kondensationstemperatur plötzlich abfällt. Daraus kann geschlossen werden, dass es in Betriebszuständen des Kondensators, in denen der Kondensationsdruck, der sich aus den Kühlmitteltemperaturen ergibt, unter den Siededruck des Sammelbehälters fällt, zu einem Ausgleich durch Rückverdampfung von Flüssigkeit aus dem Sammelbehälter kommt. Diese Annahme bestätigt sich durch die Berechnung der Dampfqualität, die sich aus der Temperatur im Sammelbehälter und dem berechneten Kondensationsdruck ergibt. Im Modell kann die Abbildung der Rückverdampfung nicht auf direktem Wege erfolgen, da die Strömungsrichtung gegen die vorherrschende Strömungsrichtung gerichtet ist und sich daher negative Massenströme ergäben, mit denen die Simulationsumgebung nicht umgehen kann. Daher wird vereinfachend angenommen, dass der Druck im Kondensator nicht unter den Siededruck der im Sammenbehälter befindlichen Flüssigkeit fallen kann.

3.7 Pumpe

Die Pumpe erhält die aus dem Kondensator ausströmende Medienmasse als Eingangsgröße. Diese wird dem Sammelbehälter entnommen und dem Verdampfer unter Erhöhung des Druckniveaus auf den im Verdampfer herrschenden Druck zugeführt. Die durch die Pumpe dem Fluid zugeführte Wärmeleistung wird vernachlässigt. Die elektrische Nennleistung der Pumpe im Dampfkreislauf beträgt mit 2 kW nur ein Prozent der Verdampferleistung. Es kann davon ausgegangen werden, dass die zugeführte Wärmemenge nur ein Bruchteil davon ist. Weiterhin befindet sich jeweils eine Pumpe im Heiz- und Kühlkreis, die für den Medienumlauf sorgt. Da die flüssigen Medien in der Pumpe als inkompressibel angenommen werden können, ist eine Vernachlässigung der Massenspeicherfähigkeit zulässig. Da die in der Pumpe auftretenden Höhendifferenzen deutlich kleiner sind als in den sonstigen Komponenten, für die ebenfalls die potentielle Energie unberücksichtigt bleiben kann, gilt selbiges auch hier. Auch die Strömungsgeschwindigkeiten sind denen der anderen im Kreislauf verbauten Komponenten ähnlich und demzufolge kann die Berücksichtigung der kinetischen Energie entfallen. Zusätzlich verfügt das Pumpenmodell über die Möglichkeit eine Temperaturkonditionierung durchzuführen. Dies wird zur Validierung des Verdampfers genutzt. So können Messdaten für die Speisewassereintrittstemperatur für das Modell vorgegeben werden. Dadurch können Rückwirkungen von eventuellen Abweichungen in den restlichen Komponenten ausgeschlossen werden.

3.8 Expansionsmaschine

Bei der in den ersten Versuchen untersuchten Expansionsmaschine handelt es sich um eine einfache Kolbenmaschine. Die Massenspeicherfähigkeit der Kolbenmaschine ist aufgrund des geringen Volumens klein im Vergleich zum Verdampfer und kann daher unberücksichtigt bleiben. Die maximal auftretende kinetische Energie beträgt 1,3 kJ und kann damit gegenüber der Wärmeleistung vernachlässigt werden. Die ideale Kolbenexpansionsmaschine kann durch vier Prozessschritte beschrieben werden:

 Isochores Einströmen (6-1): Am oberen Totpunkt wird ohne Veränderung des Volumens Dampf in die Maschine eingelassen. Für die Volumenänderungsarbeit ergibt sich folglich:

$$W_{V6-1} = 0 (GI. 3.28)$$

 Isobare Expansion (1-2): Bei konstantem Druck strömt Dampf in den Arbeitsraum während sich der Kolben nach unten bewegt. Hieraus ergibt sich die Volumenänderungsarbeit:

$$W_{V_{1-2}} = -p_{1,2} \cdot (V_2 - V_1) \tag{Gl. 3.29}$$

 Isentrope Expansion (2-3): Der im Arbeitsraum befindliche Dampf expandiert isentrop und bewegt den Kolben weiter. Daraus ergibt sich die isentrope Volumenänderungsarbeit:

$$W_{V_{2-3}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot p_2 \cdot V_2 \cdot \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$
(Gl. 3.30)

 Isochores Ausströmen (3-4): Das Auslassventil öffnet und der Dampf strömt ohne Veränderung des Arbeitsraumvolumens aus:

$$W_{V3-4} = 0 (Gl. 3.31)$$

 Isobares Ausschieben (4-5): Durch die gespeicherte kinetische Energie des Schwungrades wird der Restdampf bis zum Erreichen des oberen Totpunkts isobar ausgeschoben.

$$W_{V_{4-5}} = p_{4,5} \cdot (V_4 - V_5) \tag{Gl. 3.32}$$

 Isentrope Kompression (5-6) Noch vor Erreichen des oberen Totpunktes wird das Auslassventil geschlossen und das verbleibende Arbeitsmedium komprimiert. Dabei hat es sich nach Dubbel [80] als günstig erwiesen, wenn die infolge der Kompression steigende Temperatur am oberen Totpunkt gleich der des einströmenden Dampfes ist. Für die Volumenänderungsarbeit gilt dabei folgende Gleichung:


$$W_{\nu_{1-2}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$
(Gl. 3.33)

Für den gesamten Prozess ergibt sich die von der Maschine geleistete Arbeit zu:

$$W = \oint p dV \tag{GI. 3.34}$$

Als dimensionslose Kennzahl wird der Quotient aus dem Volumen im unteren und oberen Totpunkt gebildet, er wird als Expansionsverhältnis ε bezeichnet.

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}} = \frac{V}{V_{\text{min}}} + 1 \tag{Gl. 3.35}$$

Die sogenannte Sperrzeit φ ist wie das Expansionsverhältnis eine maschinenspezifische, geometrische Größe und stellt ein Volumenverhältnis dar. Sie setzt das Volumen des in den Zylinderraum eingebrachten Arbeitsmediums ins Verhältnis zum Gesamtvolumen.

$$\varphi = \frac{V_4 - V_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}} = \frac{V_4 - V_{\min}}{V}$$
(Gl. 3.36)

$$W = p_{\max} \cdot V \cdot \left\{ \varphi + \frac{1 + \varphi \cdot (\varepsilon - 1)}{(k - 1) \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left[1 - \left(\frac{1 + \varphi \cdot (\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \right)^{k - 1} \right] \right\} - p_{\min} \cdot V \cdot \frac{\varepsilon \cdot \left(\varepsilon^{k - 1} - 1 \right)}{(k - 1) \cdot (\varepsilon - 1)}$$

(Gl. 3.37)

Die Leistung ergibt sich aus dem Produkt aus der Drehzahl n, der Anzahl der Zylinderräume i und der Arbeit W.

$$P_i = n \cdot i \cdot W \tag{Gl. 3.38}$$

Der isentrope Wirkungsgrad η_{is} wird üblicherweise zum Vergleich von Wärmekraftmaschinen angewendet. Er ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen der nutz-

baren Leistung der Wärmekraftmaschine zu der aufgebrachten Leistung, die der Maschine zugeführt wird.

Dies lässt sich durch folgende Gleichung beschreiben:

$$\eta_{is} = \frac{n \cdot i \cdot W}{m_{Dampf} \cdot \left(h_{VD} - h_{Sp}\right)} \tag{Gl. 3.39}$$

Wie in Abbildung 3.9 ersichtlich, führt eine Erhöhung der Sperrzeit dazu, dass die Leistung der Maschine ansteigt, da der mittlere Druck, der den Kolben bewegt, steigt. Diese Steigerung geht aber auf Kosten des Wirkungsgrades, da bei hohen Sperrzeiten der Dampf immer weniger expandiert wird und daher die Arbeitsfähigkeit des Dampfes weniger genutzt wird.



Abbildung 3.9: Einfluss der Sperrzeit auf den Wirkungsgrad und die Leistung der idealen Expansionsmaschine

Bei realen Maschinen ist die Sperrzeit durch die maximale Schaltgeschwindigkeit der Einlassventile begrenzt. Zudem führt eine kurze Sperrzeit zwar zu hohen Wir-

kungsgraden aber zu kleinen Leistungen, was der Wirtschaftlichkeit entgegensteht. Aus früheren Erfahrungen werden von Dubbel [81] Sperrzeiten von 0,5 als optimal angegeben. Eine Erhöhung des Expansionsverhältisses bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen kommt einer Absenkung der Sperrzeit gleich und hat somit den Effekt einer Wirkungsgradsteigerung bei gleichzeitig sinkender geleisteter Arbeit.

Zur Abbildung der realen Expansionsmaschine in ColSim müssen zusätzlich zu den idealen Prozessschritten die auftretenden Verlustmechanismen berücksichtigt werden:

• Vom Frischdampf an die Hülle übertragene Wärmemenge

$$Q_{FD_{-Hulle}} = UA_{FD_{-Hulle}} (T_{FD} - T_{Hulle})$$
(Gl. 3.40)

• Wärmeverluste der Hülle an die Umgebung

$$Q_{VL_{H\ddot{u}lle}} = UA_{VL_{H\ddot{u}lle}} (T_{amb} - T_{H\ddot{u}lle})$$
(Gl. 3.41)

• Von der Hülle an den Abdampf übertragene Wärmemenge:

$$Q_{AD_{-}H\ddot{u}lle} = UA_{AD_{-}H\ddot{u}lle} (T_{H\ddot{u}lle} - T_{AD})$$
(Gl. 3.42)

Aus der Bilanz aus vom Frischdampf an die Hülle und der von selbiger an den Abdampf und die Umgebung transferierter Wärme lässt sich die Temperatur der Hülle berechnen:

$$T_{H\tilde{u}lle,t} = T_{H\tilde{u}lle,t-1} + \frac{(Q_{Verlust},H\tilde{u}lle + Q_{FD}_{-H\tilde{u}lle} + Q_{AD}_{-H\tilde{u}lle})}{m_{H\tilde{u}lle}c_{p,H\tilde{u}lle}}$$
(Gl. 3.43)

- Weicht der Druck am Ende der Expansion von dem am Austritt anstehenden Druck ab, so erfolgt eine Nachexpansion bzw. Rückkompression. Bei der Nachexpansion bleibt im Arbeitsmedium vorhandene Arbeitsfähigkeit ungenutzt. Eine Rückwirkung auf die von der Maschine geleistete Arbeit ergibt sich dabei nicht. Bei der Rückkompression wird die Kompressionsarbeit von der Expansionsmaschine geleistet und reduziert die Leistung der Maschine. Zur Berechnung wird eine isentrope Kompression angenommen und mit dem isentropen Wirkungsgrad multipliziert.
- Die Leckagen, die sich hauptsächlich durch den Spalt zwischen Zylinder und Kolben ergeben, werden vereinfacht durch die Angabe eines Leckagefaktors, mit dem der Eintrittsmassenstrom multipliziert wird, berücksichtigt.

4 Testanlage für die experimentelle Untersuchung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung

4.1 Anforderungen an den Versuchsaufbau

Zur Untersuchung von Komponenten zur solaren Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) unter den Randbedingungen der solaren Wärmebereitstellung wurde am Fraunhofer ISE als Teil dieser Promotion ein Versuchsstand aufgebaut. Dieser soll zur Vermessung und zur Weiterentwicklung der Komponenten, wie zum Beispiel Expansionsmaschinen, Kältemaschinen und Meerwasserentsalzungsanlangen, zusammen mit Herstellern dienen. Die gewonnenen Daten werden zur Validierung und Erweiterung des dynamischen Simulationsmodelles verwendet.

4.2 Aufbau des Teststandes

Auf Basis der vielversprechenden Simulationsergebnisse für die solare KWKK wurde am Fraunhofer ISE beschlossen, einen Versuchsstand aufzubauen, der eine Untersuchung und Weiterentwicklung der Systemkomponenten erlaubt. Maßgabe war dabei, eine möglichst flexible Laboranlage zu bauen, die die Untersuchung verschiedener Verschaltungen und Medien erlaubt [82]. Aufgrund der Ergebnisse einer Simulationsstudie [5], die wirtschaftliche Anlagen erst ab einen Temperaturbereich von oberhalb 250°C erwarten lässt, wurden Wasser und Silikonöl (Oktamethyltrisiluxan (OMTS)) als interessante Arbeitsmedien identifiziert. In Tabelle 4.1 wird ein Überblick über die Auslegungsdaten der Anlage gegeben.



Themoölkreis		Auslegung Wasser	Auslegung OMTS
Thermoöl Vorlauf	°C	300	300
Thermoöl Rücklauf	°C	260	260
Thermoöl Massenstrom	kg/s	2	2
Heizleistung	kW	200	200
Dampfkreis			
Dampfdruck	bar	24	10
Dampftemperatur	°C	222	270
Verdampfereintrittstemperatur	°C	80	80
Enthalpie des Dampfes	kJ/kg	2802	345
Massenstrom	kg/h	292	1007
Kondensationsdruck	bar	0,47	0,11
Temperatur Kondensat	°C	80	80
Enthalpie Verdampfereintritt	kJ/kg	337	146
Verdampferleistung	kW	200	200
Kühlkreis			
Kühlmittel Vorlauf	°C	65	65
Kühlmittel Rücklauf	°C	75	75
Volumenstrom Kühlmedium	m³/h	20	20
Massenstrom Kühlmedium	ka/s	5	5

Tabelle 4.1: Auslegungsdaten der Anlage für Wasser und OMTS

Um den Wirkungsgrad und die Betriebszustände der Anlage messen zu können, wurde eine Vielzahl von Sensoren verbaut, die in den folgenden Kapiteln näher beschrieben werden. Die Positionierung der Sensoren und Aktoren ist im Rohrleitungs- und Instrumentierungs-Schema in Abbildung 4.1 dargestellt. Eine Übersicht über die räumliche Platzierung der Hauptkomponenten im Labor gibt die CAD-Zeichung in Abbildung 4.2. Zu beachten ist dabei, dass der Thermoölkessel im Laufe der Planung umpositioniert wurde, wie in der Aufnahme des fertigen Teststandes in Abbildung 4.3 zu erkennen ist.

Testanlage für die experimentelle Untersuchung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung



Abbildung 4.1: Rohrleitungs- und Instrumentierungsschema des Versuchsstandes



Abbildung 4.2: 3-D Zeichung des Teststandes



Abbildung 4.3: Der fertig aufgebaute Teststand



4.3 Verwendete Messtechnik

Der grundsätzliche Aufbau des Mess- und Regelsystems der Anlage ist in Abbildung 4.4 veranschaulicht. Die analogen Signale der verschiedenen Sensoren zur Erfassung von Temperatur, Druck und Volumen- bzw. Massenstrom, werden von einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) erfasst und in ein digitales Signal gewandelt, dass über eine M-Bus Schnittstelle an den Steuerrechner übertragen wird. Als Betriebssystem dient Ubuntu 10.4. Der Multiplexer, der als Programm in den Steuerrechner integriert ist, gibt die eingelesenen Werte für den Anlagenbediener aus und stellt sie der in Ansi-C geschriebenen Steuerung des Versuchsstands zur Verfügung. Somit erhält das Steuerprogramm seine benötigten Ist-Werte und kann über frei programmierbare Regelstrategien den Aktoren die erforderlichen Signale geben. Weiterhin besteht für den Bediener die Möglichkeit, Soll- und Stellwerte direkt über Terminaleingaben vorzugeben.



Abbildung 4.4: Steuerungsprinzip des Versuchsstands

Zur besseren Übersichtlichkeit wurde ein interaktives Prozessschaubild in Java implementiert, in dem an der entsprechenden Stelle im Schaubild die aktuell erfassten Messwerte angezeigt werden. (vgl.: Abbildung 4.5)



Abbildung 4.5: Visualisierung der aktuellen Betriebsdaten der Anlage

4.3.1 Temperaturmessung

Prinzipiell können für die Temperaturmessung alle sich mit der Temperatur reproduzierbar ändernden physikalischen Eigenschaften von Stoffen genutzt werden. Die einfachste Ausführung, das Ausdehnungsthermometer, nutzt die mit der Temperatur proportionale Wärmeausdehnung von Stoffen zur Messung. Um ein Ablesen von aktuellen Betriebsdaten direkt an der Anlage zu ermöglichen, wurden an besonders relevanten Stellen analoge Ausdehnungsthermometer installiert. Für die Ermittlung der Temperatur über die Messwerterfassung werden in der industriellen Messtechnik weit verbreitete Platin-Widerstandsthermometer Pt100 eingesetzt.



Das Messprinzip basiert hier auf der Korrelation zwischen der Temperatur eines Leiters aus Platin und seinem elektrischen Widerstand. Sie sind anwendbar im Bereich zwischen 0 und 850°C und werden nach IEC 60751 in 4 Genauigkeitsklassen eingeteilt. Für die verwendeten Sensoren nach IEC 60751 Klasse A errechnet sich die Grenzabweichung t_n aus dem aktuellen Temperaturmesswert t:

$$t_g = 0.15 + 0.002 t$$
 (Gl. 4.1)

Es ergibt sich im relevanten Temperaturbereich von 50°C bis 300°C eine maximale Messwertabweichung von $\pm 0,75$ K bei 300°C. Daraus resultiert ein relativer Messfehler zwischen 0,5% bei 50°C und 0,26% bei 300°C. Für die Montage in Rohrleitungen werden Sensoren in standardisierten Einschraubhülsen verbaut. Diese dienen dem Schutz vor Erosion und chemischen Einflüssen. Ihre geometrischen Maße müssen in Abhängigkeit von Medium, Rohrleitungsdurchmesser, Temperaturbereich und Platzverhältnissen gewählt werden. Im Teststand werden je nach Druckstufe zwei verschiedene Hülsenversionen mit jeweils 160 mm Einschraubtiefe verwendet. Die Widerstandsthermometer sind, wenn konstruktiv möglich, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, in Krümmungen gegen die Strömungsrichtung eingebaut, so dass die Temperatur der Kernströmung gemessen werden kann. Die Sensoren sind in Dreileitertechnik mit den Messklemmen (Wago 461) verbunden. Für diese gibt der Hersteller eine maximale Messungenauigkeit von $\pm 2K$ an.





Abbildung 4.6: Empfohlene Einbaulage für Widerstandsthermometer mit Schutzrohr [83]

4.3.2 Druckmessung

Drucksensoren, die Druck in ein elektrisches Signal umwandeln, basieren in den meisten Fällen auf der Verformung einer Membran, die in direktem Kontakt mit dem Medium steht. Die Auswertung der Verformung wird über verschiedene physikalische Effekte realisiert, zum Beispiel den Piezo-Effekt oder den Hall-Effekt. Bei den verwendeten Sensoren (Sitrans P Serie Z) werden Dünnfilmdehnmessstreifen zur Druckmessung verwendet, die Messabweichung liegt unter 0,25% des Endwertes. [84] Für die verwendeten Messklemmen (4-20 mA) wird eine Genauigkeit von 0,1% des Endwertes also ±0,02 mA angegeben.

Zur Messung des Drucks im Zylinder der Kolbendampfmaschine wird ein Hochfrequenzdruckaufnehmer mit einem Messbereich von 0 bis 15 bar (absolut) eingesetzt. Die Aufnahmerate von 2000 Hz ermöglicht bei 500 U/min ca. 240 Messwerte pro Umdrehung aufzunehmen. Da die Messwerterfassung über die SPS nur eine Messwertaufnahme pro Sekunde erlaubt, wurde eine separate Messwerterfassung



für den Druckaufnehmer und den Inkrementaldrehgeber installiert. Diese wird manuell per Knopfdruck gestartet und speichert die Werte einer ca. 2 Sekunden andauernden Messung in eine Datei.

4.3.3 Messung der Drehzahl und der Kolbenposition

Die Drehzahl wird über eine Reflexlichtschranke erfasst. Dazu wurde die Welle der Bremse mit einem Reflektor versehen. Zum Erstellen von p-V-Diagrammen wird das Volumen des Arbeitsraums mit Hilfe der in Abbildung 4.7 dargestellten Abhängigkeit zwischen Volumen und Drehwinkel aus der aktuellen Kolbenposition errechnet. Der Drehwinkel wird über einen Inkrementaldrehgeber, der mit der Motorwelle gekoppelt ist, erfasst.



Abbildung 4.7: Abhängigkeit von Drehwinkel und Arbeitsvolumen

4.3.4 Messung des Massen- und Volumenstroms

Volumenströme werden am Teststand an verschiedenen Stellen gemessen, um die drei Teilkreise (Heiz-, Arbeits- und Kühlkreis) bilanzieren zu können. Da es sich um unterschiedliche Medien und Aggregatszustände handelt, kommen an allen Stellen unterschiedliche Messprinzipien zum Einsatz.

Im Thermoölkreis wird aufgrund der hohen auftretenden Temperaturen und der geringen tolerierbaren Druckverluste ein Ringkolbenzähler eingesetzt. Hier erfolgt die Strömungsmessung durch zwei Ringkolben, die aufgrund der Strömung rotieren, damit lässt sich aus der Drehzahl der Volumenstrom ableiten. Der Messfehler dieses Sensors liegt bei maximal 0,5% des Istwertes.

Im Dampfkreis werden aufgrund der Speicherfähigkeit des Verdampfers zwei Messgeräte eingesetzt. Im Zustrom des Verdampfers befindet sich ein Massenstromsensor auf Basis des Coriolisprinzips. Der verwendete Sensor hat eine Messabweichung kleiner 0,15% des aktuellen Messwertes im betrachteten Bereich.

Anspruchsvoll gestaltet sich die Messung der Dampfphase, da hier für Wasser und Silikonöle sowohl Sattdampf als auch überhitzter Dampf gemessen werden sollen. Dies erfolgt durch eine Differenzdruckmessung an einer Messblende. Um den gesamten Messbereich abdecken zu können, werden zwei Differenzdruckaufnehmer mit verschiedenen Messbereichen parallel betrieben. Die temperatur- und druckabhängige Dichte wird aus Temperatur und Druck, die direkt an der Messstelle erfasst werden, berechnet. Für dieses Messverfahren konnten keine Angaben zur Messgenauigkeit gemacht werden. Auf die Probleme, die bei der Messung auftraten, wird in Kapitel 5.2 näher eingegangen.



Im Kühlkreislauf stellen sich vergleichsweise geringe Temperaturanforderungen. Hier erfasst eine magnetisch-induktive Durchflussmessung mit einer Messabweichung von weniger als 0,25% des aktuellen Messwertes den Volumenstrom.

4.3.5 Messung des Füllstands

Der Füllstand im Verdampfer spielt aufgrund seiner Speicherfähigkeit eine wichtige Rolle und liefert eine zusätzliche Sicherheit zu der Bilanz des Massen- bzw. Volumenstromsensors am Ein- und Austritt des Verdampfers. Zudem kann durch Absenken des Füllstandes, wenn ein Teil des Rohrbündels im Dampfraum liegt, eine Überhitzung des Dampfes erreicht werden. Aus regelungstechnischer Sicht ist ein konstanter Füllstand anzustreben, daher dient dieser als Regelgröße für die Pumpenregelung. Aus diesen Anforderungen ergibt sich die Notwendigkeit einer kontinuierlichen Messung des Füllstandes, die über einen kapazitiven Sensor erreicht wird. Um die Messung im Verdampfer auch bei schwankendem Füllstand während der Verdampfung zu ermöglichen, wurde ein Hüllrohr mit Druckausgleichsbohrungen in den Verdampfer eingebaut, das die Oberflächenbewegung reduziert. Der Füllstandsensor wird in das Hüllrohr geschraubt. Die Genauigkeit des verwendeten Messgerätes liegt bei unter 0,1% des aktuellen Messwertes. [85]

Im Sammelbehälter ist lediglich sicher zu stellen, dass eine ausreichende Flüssigkeitsmenge bereit steht, um ein Trockenlaufen der Pumpe zu vermeiden. Daher wurde hier ein Grenzwertschalter verbaut. Ein Überfüllen des Sammelbehälters ist ausgeschlossen, da die Anlage mit einem definierten Flüssigkeitsvolumen gefüllt wurde.

4.3.6 Messung der Wellenleistung der Wärmekraftmaschine

In der späteren Anwendung soll die Wellenleistung einer Wärmekraftmaschine auf einen Generator übertragen werden. Um die Flexibilität zu erhöhen, wird am Teststand statt des Generators eine Bremse eingesetzt. Als Bremsen kommen zwei Wirkprinzipien in Betracht: die Wirbelstrombremse und die Wasserwirbelbremse. Während erstere über das Prinzip der Wirbelstromverluste einer in einem Magnetfeld bewegten, metallischen Scheibe arbeitet, handelt es sich bei einer Wasserwirbelbremse um ein hydraulisches Arbeitsprinzip. Ähnlich wie bei einer Kreiselpumpe versetzt der sich drehende Rotor das in der Bremse befindliche Wasser in Bewegung, nur dass im Gegensatz zur Pumpe die Bremse so konstruiert ist, dass der Stator das Wasser wieder abbremst. Die geleistete Arbeit wird in Form von Wärme durch einen fortwährenden Austausch des Wassers an die Umgebung abgegeben. Aufgrund der höheren Bremsleistung im Vergleich zur Wirbelstrombremse bei niedrigen Drehzahlen fiel die Wahl auf eine Wasserwirbelbremse.

Der Stator der Bremse wird über einen Hebelarm mit dem Rahmen des Teststandes verbunden. Durch Einbringen einer Wägezelle zwischen Hebelarm und Rahmen kann die am Hebel wirkende Kraft gemessen werden. (vgl. Abbildung 4.8). Diese Kraft und die Länge des Hebelarms, können zur Berechnung des Drehmomentes herangezogen werden. Aus dem Drehmoment und der Wellendrehzahl lässt sich dann nach Gleichung 4.2 aus der gemessenen Kraft F, der Länge des Hebelarmes L und der Frequenz der Drehbewegung f die Leistung der Wärmekraftmaschine $P_{mech,WKM}$ berechnen [86].

$$P_{mech,WKM} = 2\pi \cdot F \cdot L \cdot f \tag{G1.4.2}$$



Abbildung 4.8: Schematische Darstellung einer Wasserwirbelbremse [86]

4.4 Aufbau der untersuchten Kolbenmaschine

Um den Teststand in Betrieb zu nehmen und erste Versuche zu ermöglichen, wurde eine doppelwirkende Kolbendampfmaschine (vgl.: Abbildung 4.9) in Indien beschafft. Die Maschine hat eine Nennleistung von 20 PS (14,7 kW) bei 10 bar und 500 U/min, die Abmessungen können Tabelle 4.2 entnommen werden. Die Ölschmierung erfolgt manuell über eine Handpumpe, die alle 15 min betätigt werden muss.

Tabelle 4.2: Spezifikationen der Kolbenmaschine

Parameter	Einheit	Wert
Bohrung	mm	114
Hub	mm	154
Hubraum	ст³	1570
Nenndrehzahl	U/min	500
Nenndruck ein	bar	10
Nenndruck aus	bar	1

Der Hubkolbenmotor ist mit einem Schiebermechanismus mit einer Kulissen-Steuerung nach Stephenson ausgestattet. Dieser basiert auf zwei Exzentern, die über einen Bogen miteinander verbunden sind. Die Stellzeiten lassen sich durch Verschieben der Schieberstange auf dem Bogen realisieren. (weitere Informationen finden sich dazu in [81]). Der Zusammenhang zwischen dem Drehwinkel der Maschinenwelle und der Kolben- bzw. Ventilstellung ist in Abbildung 4.10 grafisch dargestellt. Dabei stellen die horizontalen Linien die Kanten der Ventilbohrungen



dar, deren Über- oder Unterschreiten jeweils einem Schaltvorgang zugeordnet werden kann.







Abbildung 4.10: Zusammenhang von Drehwinkel, Kolben- und Ventilstellung [87]



Werden die in Tabelle 4.2 zusammengestellten Spezifikationen der Kolbenmaschine in die in Kapitel 3.8 besprochenen Gleichungen für die ideale Kolbenmaschine eingesetzt, so ergibt sich für den oberen Kolben das in Abbildung 4.11 dargestellte p-V-Diagramm. Wobei eine Sperrzeit von 0,5 angenommen wird und die Kompression so ausgeführt wird, dass bei isentroper Kompression die Temperatur des Frischdampfes erreicht wird.



Abbildung 4.11: p-V-Diagramm für die ideale Kolbenmaschine

4.5 Berechnung der Wärmeleistungen

Die spezifische Wärmekapazität des Thermoöls ist dem Datenblatt des Herstellers [76] entnommen. Für die angegebenen Werte wurde im Temperaturbereich von 150°C bis 300°C die in Gleichung 4.3 angegebene lineare Funktion aufgestellt. Die Abweichung von den angegebenen Werten beträgt dabei maximal 0,3%. Der lineare Verlauf der spezifischen Wärmekapazität c_p ermöglicht zudem, im angegebenen Temperaturbereich, bei der Berechnung der thermischen Leistung mit der linear gemittelten Temperatur als Bezugsgröße T_{Bezug} für die spezifische Wärmekapazität zu rechnen.

$$c_{p,Toel} = 0,00183T_{\text{Bezug}} + 1,98722$$
 (GI. 4.3)

Die Dichte des Thermoöls kann ebenfalls dem Datenblatt [76] entnommen werden. Auch hier wurde eine lineare Gleichung gesucht, es stellte sich jedoch heraus, dass die Werte für 150°C und 300°C stärker von der Geraden abweichen, so dass sich eine Abweichung von Gleichung 4.4 von 0,4% ergibt, während im Intervall von 160 bis 290°C die Abweichung kleiner 0,2% ist. Als Bezugsgröße dient hier die vor dem Ringkolbenzähler gemessene Austrittstemperatur aus dem Verdampfer.

$$\rho_{Toel} = -0.8587 \,\mathrm{T}_{\mathrm{Bezug}} + 990.64 \tag{GI. 4.4}$$

Im Kühlkreislauf befindet sich eine Mischung aus Wasser und Antifrogen-N. Die vom Mischungsverhältnis abhängigen Stoffwerte sind im Datenblatt des Herstellers angegeben. Zunächst muss die Frostschutzmittelkonzentration bestimmt werden. Dazu wird für eine Probe im Refraktometer der Brechungsindex gemessen und mit den Messwerten für bekannte Frostschutzmittelkonzentrationen verglichen, die im Labor gemischt wurden. Die gemessenen Werte sind in Abbildung 4.12 dargestellt.



Für den gemessenen Brechungsindex der Probe von 1,365 ergibt sich eine Frostschutzmittelkonzentration von 38,23 %

Durch lineare Interpolation der vom Hersteller im Datenblatt angegebenen Werte für die Dichte bei verschiedenen Antifrogen-N Konzentrationen ergibt sich für die spezifische Wärmekapazität $c_{p,KM}$ der in Gleichung angegebene Zusammenhang. Wobei als Bezugstemperatur die linear gemittelte Temperatur eingesetzt wird.



 $c_{p,KM} = 0,0026 \text{ T}_{\text{Bezug}} + 3,4899$ (Gl. 4.5)

Abbildung 4.12: Brechungsindex in Abhängigkeit der Frostschutzmittelkonzentration

Da auch im Kühlmittelkreis der Volumenstrom gemessen wird, muss zur Berechnung des Massenstromes die Dichte ρ_{KM} nach Gleichung 4.6 ermittelt werden. Als Bezugstemperatur dient hier die kurz nach dem Volumenstromsensor gemessene Eintrittstemperatur in den Kondensator.

$$\rho_{KM} = -2,0\,10^{-10}\,\mathrm{T_{Bezug}}^4 + 3,0\,10^{-8}\,\mathrm{T_{Bezug}}^3 - 2,0\,10^{-6}\,*\,\mathrm{T_{Bezug}}^2 - 0.,0005\,*\,\mathrm{T_{Bezug}} + 1,0699 \quad (Gl.~4.6)$$

4.6 Messunsicherheit bei der Bestimmung des Wirkungsgrades von Expansionsmaschinen

Die am Teststand verwendeten Sensoren und ihre Messfehler wurden in Kapitel 4.3 dargestellt. Hier soll nun die daraus resultierende Unsicherheit bei der Bestimmung des Wirkungsgrades bestimmt werden. Mit Hilfe des Gauß`schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes kann eine Aussage über die Auswirkung der Fehler der gemessenen Größen auf die Zielgröße getroffen werden. Um die zu messenden Zustandsgrößen miteinander vergleichen zu können, wurde als Zielgröße der Wirkungsgrad der Anlage gewählt. Für die Berechnung des Wirkungsgrades eines Kreisprozesses werden die Zustandsgrößen Temperatur und Volumenstrom benötigt. Es können verschiedene Bilanzgrenzen zur Ermittlung des Wirkungsgrades herangezogen werden. Hier soll der Gesamtwirkungsgrad η_{gesamt} der Anlage als Quotient aus Mechanischer Leistung der Wärmekraftmaschine $P_{mech,WKM}$ und über das Thermoöl zugeführter Wärmeleistung $Q_{VD,th}$ definiert sein:

$$\eta_{gesamt} = \frac{P_{mech,WKM}}{Q_{VD,th}} = \frac{2\pi \cdot F \cdot L \cdot f}{\rho \cdot \dot{V}_{TOEL} \cdot \bar{c}_p \left(T_{ein} - T_{aus}\right)} \tag{GI. 4.7}$$

Der Messfehler bei der Bestimmung der mechanischen Arbeit der Maschine ergibt sich aus den Fehlern der Messwerte für die Drehzahl (1%), der Kraft (0,17%) und des Hebelarmes (1,3%) und beträgt 1,7 %

Zur Berechnung der thermischen Leistung, die vom Thermoöl an den Verdampfer übertragen wird, werden die Stoffwerte für Dichte und spezifische Wärmekapazität benötigt, die den Angaben im Datenblatt des Herstellers entnommen sind. Vom Hersteller wird die Genauigkeit der angegebenen Werte mit ± 3 bis 5% angegeben. Zur Berechnung der thermischen Leistung wird auf Gleichung 4.8 zurückgegriffen.

$$Q_{VD,th} = \rho \cdot \dot{V}_{TOEL} \cdot \overline{c}_p \left(T_{ein} - T_{aus} \right) \tag{G1.4.8}$$

Die Quadrate der partiellen Ableitungen von Gleichung 4.8 nach allen Größen werden addiert. Die Wurzel dieses Wertes entspricht dem absoluten Messfehler. Zusätzlich zu den Messfehlern der Sensoren muss auch die Messungenauigkeit der Messklemmen und der Leitung berücksichtigt werden. Die verwendeten Messklemmen für die Temperaturmessung werden vom Hersteller nur mit einer Genauigkeit von ±2 K ausgeliefert. Durch den Anschluss in Dreileiterschaltung kann der Messfehler durch die Leitung kompensiert werden. Durch einen falschen oder fehlerhaften Anschluss besteht aber das Risiko, dass die Kompensation nicht funktioniert. Bei der Volumenstrommessung kommt zum Messfehler des Ringkolbenzählers von 0,4% ein Fehler der Messklemme von 0,33% hinzu. Daraus würde ein Messfehler von 13,4% resultieren. Um die Messgenauigkeit zu verbessern wird zunächst der Einfluss der Einzelfehler auf den gesamten Messfehler im Sensitivitätsdiagramm in Abbildung 4.13 betrachtet. Dazu wird der Fehler um jeweils ±10% variiert. Es ist zu erkennen, dass das größte Potential für eine Verringerung des Messfehlers in einer Verbesserung der Temperaturmessung liegt.



Abbildung 4.13: Sensitivität des Gesamtfehlers der thermischen Leistung, die dem Verdampfer zugeführt wird, auf Variation der Einzelfehler



In Abbildung 4.14 ist der Gesamtfehler bei der Bestimmung der thermischen Leistung über der relativen Messabweichung für die Temperaturmessung dargestellt. Es werden zwei Fälle betrachtet: einmal der Messfehler unter Einbeziehung der

Fehler bei der Bestimmung der Stoffwerte und einmal ohne diesen Fehler. Da der Fehler für die Stoffwerte beim Vergleich von verschiedenen Messwerten der

Anlage, z.B. um Verbesserungen zu quantifizieren, nahezu gänzlich entfällt, kann er in diesem Fall vernachlässigt werden. Durch eine Kalibrierung der Temperatursensoren mit einem Blockkalibrator kann im Messbereich bis 300°C eine Messgenauigkeit von $\pm 0,4$ K erreicht werden. Damit resultiert mit den Abweichungen aus der Volumenstrommessung (0,73%) und dem Stoffwertfehler (3 bis 5%) ein Gesamtfehler von $\pm 4,8$ bis 7,4%. Für den Gesamtwirkungsgrad der Expansionsmaschine ergibt sich damit eine Messabweichung von $\pm 5,1$ bis 7,6%. Eine Verbesserung der Genauigkeit wäre durch eine genauere Vermessung der Stoffeigenschaften des Thermoöls möglich, aber mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Zudem ist davon auszugehen, dass die Stoffwerte mit der Alterung des Thermoöls variieren. Da die Messgenauigkeit im Bereich der angestrebten ± 5 % liegt, wird von diesen Maßnahmen abgesehen.

4.7 Sicherheitskonzept

Es wird auf ein dreistufiges Sicherheitskonzept zurückgegriffen. Zunächst werden Grenzwertüberschreitungen für Füllstand, Druck und Temperatur in der Steuersoftware erkannt und entsprechend gegengesteuert. Sollte es zu einem Ausfall der Software kommen, tritt die zweite Stufe in Kraft, die auf analogen Grenzwertschaltern basiert, die einen Sicherheitskreis schalten, der den Nothalt aktiviert. Beim Nothalt wird der Brenner abgestellt, um eine weitere Wärmezufuhr zu vermeiden. Das Einlassventil für die Wärmekraftmaschine wird über eine Feder geschlossen, während das Bypassventil geöffnet wird. Um eine ausreichende Kühlung zu gewährleisten, wird die Kühlmittelpumpe auf Nennvolumenstrom hochgeregelt. Sollten auch diese Maßnahmen nicht greifen, werden bei einer

Drucküberschreitung in der Anlage die Sicherheitsventile geöffnet und Dampf über das Gebäudedach abgeführt.

Der oben beschriebene Nothalt lässt sich auch manuell durch das Betätigen eines Schalters auslösen, von denen einer am Schaltschrank und einer über dem Steuerrechner installiert wurden. Bei einem Stromausfall ist die Funktion der Anlagensteuerung über eine Unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV) gewährleistet. Eine weitere Zufuhr von Wärme ist dann ausgeschlossen. Allerdings kann auch keine Wärme mehr abgeführt werden, da die Kühlmittelpumpe nicht über die USV betrieben werden kann. In diesem Fall ist jedoch ein Überschreiten der zulässigen Behälterdrücke ausgeschlossen, was sowohl durch Simulation als auch durch entsprechende Versuche bestätigt wurde.

4.8 Ansatz zur Nachbildung des Kollektorverhaltens mit "Hardware in the Loop"

Da ein konzentrierender Kollektor am Standort Freiburg für einen Versuchsbetrieb der Anlage nicht sinnvoll genutzt werden kann, wird auf einen Gasbrenner zurückgegriffen. Um aber das Verhalten der Anlage oder von Komponenten unter den Bedingungen der solaren Einstrahlung untersuchen zu können, wird ein "Hardware in the Loop" Ansatz gewählt. Dazu wird ein dynamisches Kollektormodell (wie in Kapitel 3.2 beschrieben) eingebunden. Die gemessene Austrittstemperatur aus dem Verdampfer dient dem Simulationsmodell als Eingangsgröße. Unter Verwendung von hinterlegten Wetterdaten (Einstrahlung, Sonnenwinkel und Au-Bentemperatur) berechnet das Simulationsmodell die Austrittstemperatur, die ein Kollektor unter diesen Bedingungen bereitstellen würde (vgl.: Abbildung 4.15). Diese wird dann als Sollwert an den Brenner gegeben. Da der im Brenner verbaute PID-Regler nicht die erforderliche Dynamik aufweist und die Parameter nicht dynamisch auf verschiedene Betriebspunkte eingestellt werden können, muss er

ersetzt werden. Dazu wird der Brenner direkt über den Steuerrechner mit Hilfe einer Relaiskarte angesteuert. Die Relaiskarte erzeugt dabei kurze Impulse, die die Servomotoren der Klappen, die die Brennstoffzufuhr einstellen, entweder einen Schritt öffnet oder schließt.

Ein in C programmierter Regler, der auf dem Steuerrechner implementiert ist, ermöglicht es, das dynamische Betriebsverhalten mit dem Brenner nachzubilden. Lediglich die Sicherheitseinrichtungen der Brennerregelung verbleiben unverändert.



Abbildung 4.15: Schematische Darstellung des Hardware in the Loop Ansatzes

Bei der Regelung eines konzentrierenden Kollektors kann sowohl die Leistung durch Defokussieren, als auch der Volumenstrom des Wärmeübertragermediums verändert werden. Da eine Veränderung des Thermoölvolumenstromes, der durch den Brenner geführt wird, aus Sicherheitsgründen nicht möglich ist, wird ein externer Bypass genutzt, um diesen auf dem Teststand nachstellen zu können. Der

87

Volumenstrom kann über ein Dreiwegeventil geregelt werden, das den Gesamtvolumenstrom auf den Bypass und den Verdampfer aufteilt.

5 Experimentelle Untersuchungen und Modellvalidierung

5.1 Inbetriebnahme der Anlage

Zunächst wurde eine "kalte" Inbetriebnahme, die in [88] genauer dokumentiert ist, durchgeführt. Dabei wurden Drucktests, Komponentenprüfungen und Überprüfungen der Sicherheitseinrichtungen durchgeführt. Anschließend konnte der Gasbrenner in Betrieb genommen werden. Wie in Abbildung 5.1 zu sehen ist, wird der Sollwert für den Thermoölvorlauf (T_{soll}) von 113°C beginnend in kleinen Schritten angehoben. Bei jeder Stufe wird die Anlage begangen und auf Unregelmäßigkeiten überprüft. Der Sollwert konnte ohne Zwischenfälle auf 250°C gesteigert werden. Es ist zu erkennen, dass die Thermoölvorlauftemperatur (T_{öl aus}) bei einem Wert von 225°C zu stagnieren beginnt. Hier kann bei voll geöffnetem Bypassventil so viel Dampf abströmen, dass die Maximalleistung des Brenners erreicht wird. Vor diesem Punkt sind starke Schwankungen bei der Thermoöltemperatur zu beobachten. Diese resultieren aus dem zu diesem Zeitpunkt noch nicht richtig eingestellten Regler des Brenners, der zu Überschwingern neigt. Wird der Sollwert allerdings um mehr als 3 K überschritten, so wird der Brenner komplett abgeschaltet. Ist die Temperatur dann wieder um 3 K unter den Sollwert gefallen, so wird zwar der Brenner wieder in Betrieb genommen, da aber mehrere Sicherheitsroutinen und die Spülung des Brennraumes durchlaufen werden, ist die Vorlauftemperatur des Brenners schon deutlich abgefallen, bis wieder Heizleistung zur Verfügung steht.

Wird keine Regelung des Dampfdruckes vorgenommen, so wirkt sich die Schwankende Thermoöltemperatur direkt auf den Druck im Verdampfer aus. Hier wurde zusätzlich gegen Ende der Messungen die Temperatur des Thermoöls gesteigert, indem das Bypassventil immer weiter geschlossen wurde. Dadurch wird erreicht, dass die abströmende Dampfmasse sinkt, womit sich ein neues Gleichgewicht bei einer höheren Temperatur einstellt.



Abbildung 5.1: Zeitlicher Verlauf von Thermoölvorlauftemperatur bei der ersten



Abbildung 5.2: Sprungantworten des Regelkreises bei verschiedenen Betriebspunkten

Zur besseren Einstellung des Reglers wird die Sprungantwort des Systems aufgenommen. Die Schwierigkeit ist hier, dass sich, wie in Abbildung 5.2 zu erkennen ist, für jeden Betriebspunkt des Brenners ein anderes Zeitverhalten der Sprungantwort ergibt. Somit müsste der Regler für verschiedene Betriebspunkte mit verschiedenen

90

Werten parametriert werden. Dies ist aber bei dem vom Hersteller eingebauten Gerät nicht möglich. Daher wird der Regler für die ersten Versuche auf den Nennbetriebspunkt der Kolbendampfmaschine angepasst.

5.2 Plausibilität der ersten Messergebnisse

Bei den ersten Messungen wird eine deutliche Abweichung der Messergebnisse des in den Verdampfer gepumpten Speisewassermassenstroms vom Dampfmassenstrom, der mittels Blende gemessen wird, festgestellt. Um bestimmen zu können, welches Messgerät plausiblere Werte generiert, wird aus den Messwerten im Thermoölkreislauf für einen stationären Betrieb bei 10 bar, die vom Thermoöl im Verdampfer übertragene Leistung berechnet. Mit Hilfe von Stoffwerten für Wasser auf Basis der IF97 können die Enthalpien am Ein- und Ausstritt des Verdampfers bestimmt werden. Der durch Division der Verdampferleistung durch die Enthalpiedifferenz berechnete Massenstrom wird in Abbildung 5.3 mit den Messwerten verglichen. Es ist zu erkennen, dass der gemittelte Speisewassermassenstom gut mit den errechneten Werten übereinstimmt, wenn berücksichtigt wird, dass die Wärmeverluste und die Speicherfähigkeit des Verdampfers nicht in die Rechnung einbezogen wurden.

Durch den Vergleich mit der Berechnung kann zweifelsfrei geklärt werden, dass die Messung der Dampfmessblende fehlerbehaftet ist. Zunächst wurden alle möglichen Fehlerquellen wie Montagefehler und eine mangelhafte Isolierung ausgeschlossen.





Abbildung 5.3: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im Verdampfer

Nach EN-ISO-5167 lässt sich der Massenstrom Q_m durch Blenden wie folgt berechnen:

$$Q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \pi \frac{d^2}{4} \varepsilon \sqrt{2\rho \,\Delta p} \tag{Gl. 5.1}$$

$$\beta = \frac{d_{i,Blende}}{D_{i,Rohr}} \tag{GI. 5.2}$$

Bei der verwendeten Blende ergibt sich das Durchmesserverhältnis β bei einem Blendendurchmesser von 14 mm und einem Innendurchmesser von 19 mm zu 0,736. Die Durchflusszahl C sollte nach EN-ISO-5167 für das vorliegende Durchmesserverhältnis je nach Betriebszustand zwischen 0,58 und 0,65 liegen:

$$C = 0,5961 + 0,026 \ \beta^2 - 0,216 \ \beta^8 + 0,00521 \ \beta^{2.5} (10^6 \ \frac{\beta}{\text{Re}})^{0.7} + \dots \qquad (Gl. 5.3)$$
$$+ (0,0188 + 0,0063 \ (19000 \ \frac{\beta}{\text{Re}})^{0.8}) \ \beta^{3.5} \ (\frac{10^6}{\text{Re}})^{0.3}$$

Die Expansionszahl & wird nach EN-ISO-5167 berechnet:

$$\varepsilon = 1 - 0.351 + 0.256 \,\beta^4 + 0.93 \,\beta^8 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \tag{G1. 5.4}$$

Damit ist für die Expansionszahl ein Wert kleiner 1 zu erwarten. Wenn davon ausgegangen wird, das Durchflusszahl und Expansionszahl kleiner 1 sind, so ist eine Diskrepanz, wie sie sich zwischen den Messwerten und den errechneten Werten ergibt, nur durch den Einbau einer Blende mit falschem Durchmesser (ca. 16 mm) oder aber durch im Dampf enthaltene Flüssigkeit zu erklären.

Durch ein Schauglas kurz nach der Messstrecke kann der austretende Dampf beobachtet werden, hierdurch konnte ein Auftreten von Flüssigkeit im Dampf, das die signifikant niedrigeren Messwerte begründet hätte, ausgeschlossen werden. Die für die festgestellten Abweichungen erforderliche Dampfnässe kann überschlägig ermittelt werden, indem angenommen wird, dass die Flüssigphase nicht in die Messung mit eingeht. Der errechnete Wert von 47% müsste im Schauglas zu einer sichtbaren Trübung führen. Der Dampfstrom war jedoch zu allen Messzeitpunkten transparent. Messfehler durch auftretende Wärmeverluste können durch die Isolierung der gesamten Messstrecke sowie der langen Aufheizzeit, die ein Durchwärmen des Stahlkörpers der Messstrecke und damit einen stationären Betrieb gewährleistet, ausgeschlossen werden.

Der Hersteller hatte festgestellt, dass für kleine Blenden die Durchflusszahl stark von dem mit Gleichung 5.3 berechneten Wert abweicht. Bei Durchmessern zwischen 7 und 8 mm nahm die Abweichung ab. Daraus wurde geschlossen, dass bei dem hier verwendeten Durchmesser von 14 mm eine gute Übereinstimmung mit Gleichung 5.3 vorliegt. Nach der Vermessung auf dem Prüfstand stellte sich jedoch

heraus, dass für größere Durchmesser die Abweichung von Gleichung 5.3 wieder zunimmt. So wurde eine Durchflusszahl von 0,63 für die verwendete Blende errechnet, durch die Versuche aber ein Wert von 1,15 bestimmt.

Ein weiterer Versuch mit Sattdampf bei 11 bar mit korrigierten Koeffizienten der Düsengleichung ist in Abbildung 5.4 zu sehen. Die Abweichung zwischen den errechneten Werten aus der Energiebilanz und den Messwerten kann aufgrund der nicht berücksichtigten Wärmeverluste und der Speicherfähigkeit des Systems als hinnehmbar angesehen werden. Um die Messwerte über den gesamten Messbereich sicherzustellen, wurde der Versuch für 24 bar wiederholt. Wie in Abbildung 5.5 erkennbar ist, kommt es auch hier zu einer guten Übereinstimmung von Messdaten und errechneten Werten.



Abbildung 5.4: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im Verdampfer mit korrigierten Koeffizienten bei 11 bar



Abbildung 5.5: Vergleich der gemessenen und berechneten Massenströme im Verdampfer mit korrigierten Koeffizienten bei 24 bar

Da die Durchflusszahl als Faktor in Gleichung 5.1 eingeht, ist eine nachträgliche Berichtigung der Massenströme aus den alten Messdaten durch Multiplikation mit dem Faktor 1.83 möglich.

5.3 Vergleich von Auslegung und Messwerten

Schwierigkeit bei der Auslegung war es, eine Eignung der Anlage für verschiedene Arbeitsmedien zu erreichen. Daher wurden sowohl für Wasser als auch für Oktamethyltrisiloxan (OMTS) statische Auslegungsrechnungen erstellt. Die auftretenden Maximalwerte wurden dann für die Auslegung herangezogen. Diese sind in Tabelle 5.1 zu sehen. In Abbildung 5.6 ist der Prozess mit Wasser im Q-T-Diagramm dargestellt.



Abbildung 5.6: Q-T-Diagramm des Prozesses mit Wasser als Arbeitsmedium

In Tabelle 5.2 erfolgt der Vergleich von Messwerten mit den Auslegungsdaten. Dabei wird bei der Messung auf der heißen Seite die Thermoöltemperatur im Vorlauf und der Massenstrom vorgegeben. Im Kühlkreis werden der die Vorlauftemperatur und der Massenstrom eingestellt. Die anderen Werte ergeben sich durch den sich einstellenden Gleichgewichtszustand. Es ist ein sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Die treibende Temperaturdifferenz ist deutlich niedriger als die der Auslegung. Dies bedeutet, dass die Wärmeübertragung im Verdampfer besser ist als angenommen. Der Grund hierfür ist vor allem die Auslegung auf OMTS, das einen deutlich schlechteren Wärmeübergang hat. Die Heizleistung liegt mit 208 kW knapp über der Auslegung von 200 kW. Es wurde statt dem projektierten 200 kW ein Brenner mit einer Nennleistung von 250 kW installiert. Aufgrund der Verluste bei der Wärmeübertragung auf das Thermalöl und der thermischen Verluste in der Rohrleitung und der Einstellung des Brenners, liegt die zur Verfügung stehende Leistung bei dem gewählten Temperaturniveau deutlich darunter.


Im Dampfkreislauf ist ebenfalls eine gute Übereinstimmung zu verzeichnen. Bei der Speisewassertemperatur ist erkennbar, dass in der Auslegung die Wärmeverluste zwischen Sammelbehälter und Verdampfer nicht berücksichtigt wurden. Für die Wärmeverluste von ca. 1,4 kW sind die zum Zeitpunkt der Versuche zum Teil noch nicht vollständig isolierten Rohrleitungen verantwortlich. Beim Vergleich von Verdampferleistung und Heizleistung wurden die Wärmeverluste, die hier ca. 4 kW betragen, bei der Auslegung nicht berücksichtigt. Diese können aber durch die höhere zur Verfügung stehende Leistung kompensiert werden.

Wie schon beim Verdampfer resultiert die Auslegung auf die ungünstigeren Bedingungen bei OMTS in einer geringeren Temperaturspreizung über den Kondensator. Auch hier sind die Wärmeverluste für die Abweichung der Kühlleistung von der Verdampferleistung verantwortlich. Der Druck entspricht unter Zugrundelegung des Messfehlers dem Kondensationsdruck, der sich aus den Stoffwerten ergibt.

Themoölkreis		Auslegung Wasser	Auslegung OMTS
Thermoöl Vorlauf	°C	300	300
Thermoöl Rücklauf	°C	260	260
Thermoöl Massenstrom	kg/s	2	2
Heizleistung	kW	200	200
Dampfkreis			
Dampfdruck	bar	24	10
Dampftemperatur	°C	222	270
Verdampfereintrittstemperatur	°C	80	80
Enthalpie des Dampfes	kJ/kg	2802	345
Massenstrom	kg/h	292	1007
Kondensationsdruck	bar	0,47	0,11
Temperatur Kondensat	°C	80	80
Enthalpie Verdampfereintritt	kJ/kg	337	146
Verdampferleistung	kW	200	200
Kühlkreis			
Kühlmittel Vorlauf	°C	65	65

Tabelle 5.1: Vergleich der Auslegungsdaten von Wasser und OMTS

Kühlmittel Rücklauf	°C	75	75
Volumenstrom Kühlmedium	m³/h	20	20
Massenstrom Kühlmedium	kg/s	5	5
Tabelle 5.2: Vergleich	von Auslegung	isdaten und M	lesswerten
Themoölkreis		Auslegung	Messung
Thermoöl Vorlauf	°C	300	259
Thermoöl Rücklauf	°C	260	218
Thermoöl Massenstrom	kg/s	2,01	2,10
Heizleistung	kW	200	208,68
Dampfkreis			
Dampftemperatur	°C	222	224
Speisewassertemperatur	°C	80	74,70
Enthalpie des Dampfes	kJ/kg	2802	2802
Massenstrom Wasser	kg/h	292	296
Kondensationsdruck	bar	0,47	0,48
Temperatur Kondensat	°C	80	78,9
Enthalpie Speisewasser	kJ/kg	337	315
Verdampferleistung	kW	200	204,52
Kühlkreis			
Kühlmittel Vorlauf	°C	65	70,90
Kühlmittel Rücklauf	°C	75	81,10
Volumenstrom Kühlmedium	m³/h	20,12	19,30
Massenstrom Kühlmedium	kg/s	5,41	5,20
Kühlleistung	kW	200	197,10

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Anforderungen, die an die Anlage bei der Planung gestellt wurden, für Wasser erreicht werden. Ein Test mit OMTS wurde bisher nicht durchgeführt.

5.4 Vermessung der Kolbenmaschine

Durch die Anpassung des Reglers auf den Nennbetriebspunkt der Kolbenmaschine stehen konstante Thermoöltemperaturen zur Verfügung. Die Maschine wird annähernd bei den vom Hersteller angegebenen Nennbedingungen betrieben. Bei einer Drehzahl von 440 U/min und einem Eintrittsdruck von 8,5 bar wird eine Leistung von 14,3 kW gemessen [87]. Dies ergibt einen thermischen Wirkungsgrad nach Gleichung 4.7 von 5,5%. Da hier die Expansion im Nassdampfgebiet endet und der Dampfgehalt am Austritt der Maschine nicht gemessen werden kann, kann der



isentrope Wirkungsgrad nur über den Druck und die Temperatur am Kondensatoreintritt bestimmt werden. Hierfür ergibt sich ein Wert von 27%.

Um die Vorgänge im Zylinder während der Expansion zu verstehen, wurde nach einer der Messung zugänglichen Größe gesucht. Dies gestaltet sich durch die kurze Dauer eines Expansionszyklusses von ca. 0,12 Sekunden bei einer Drehzahl von 500 U/min schwierig. Da die erzielbare Messgeschwindigkeit von Temperaturfühlern aufgrund ihrer thermischen Kapazität im Bereich von 0,1 Sekunden liegt, kann die Temperaturentwicklung nicht zur Messung herangezogen werden. Die einzige Größe, die mit ausreichender Geschwindigkeit erfasst werden kann, ist der Druck. Mit Hilfe der in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Messeinrichtung kann der Druck im Zylinder während der Expansion gemessen werden.



Abbildung 5.3: p-V-Diagramm für gemessene Werte im Vergleich zur "idealem" Prozess [87]

Die Messwerte werden in Abbildung 5.3 den in Kapitel 4.4 diskutierten Werten für die ideale Maschine gegenübergestellt. Es ist eine deutliche Abweichung zu erkennen. Der maximale Druck im Kolben wird erst bei einem Drehwinkel von etwa 30°

nach dem oberen Totpunkt erreicht. Zudem ist der Druck im Zylinder mit 5,3 bar deutlich niedriger als vor der Maschine. Dies ist zum einen durch die ungünstige Strömungsführung im Schieberkasten der Maschine begründet, in dem der Dampfstrom mehrmals um 90° umgelenkt wird und zum andern dadurch, dass die Strömungskanäle für den Zu- und den Abdampf genutzt werden, was zu einer Abkühlung des Frischdampfes führt. Zur Minimierung des Druckverlustes müsste also das Gehäuse der Dampfmaschine geändert werden, was aufgrund der einfachen Ausführung der gesamten Maschine nicht in Betracht gezogen wurde.

5.5 Optimierung der Schiebersteuerzeiten

Eine Anpassung der Steuerzeiten des Schiebers ist durch Verdrehen der Exzenter auf der Welle möglich. Aus den Messwerten der ersten Untersuchungen wird geschlossen, dass ein Zurückdrehen um 30° zum Erreichen des maximalen Druckes am oberen Totpunkt führt. Dies wird sowohl aus den Betrachtungen der "idealen" Kolbenmaschine als auch aus praktischen Erfahrungen, die zu Beginn des letzten Jahrhunderts gemacht wurden [81], [89], als optimal erachtet.





Abbildung 5.7: Vergleich von Messwerten und "idealer" Maschine im p-V-Diagramm nach Anpassung der Steuerzeiten

Wie in Abbildung 5.7 zu erkennen ist, liegen nach der Anpassung die Messwerte und der "ideale" Prozess deutlich näher zusammen. Am oberen Totpunkt steht jetzt der maximale Druck zur Verfügung. Nicht nur das Öffnen des Schiebers, sondern auch das Schließen erfolgt jetzt früher. Dadurch wird eine kürzere Sperrzeit und damit eine zunehmende Expansion des Dampfes erreicht, was sich, wie schon in Kapitel 3.8 diskutiert, positiv auf dem Wirkungsgrad auswirkt. Es wird mit 15,9 kW eine 11% höhere Leistung und mit 8,3% thermischem Wirkungsgrad eine Wirkungsgradsteigerung um 50% erreicht.

5.6 Validierung des dynamischen Kollektormodells mit Messungen

Die Validierung des Kollektormodells erfolgt anhand von Messdaten vom ersten Prototyp der Firma Industrial Solar (damals noch PSE AG), der in Abbildung 5.8 zu sehen ist. Dieser wurde 2006 in Freiburg aufgebaut und ist inzwischen durch eine verbesserte Version ersetzt worden. Der Kollektor ist für die Aufstellung auf Flachdächern optimiert und eignet sich daher besonders für das industrielle Umfeld, zum Beispiel für die Prozesswärme oder –kälteerzeugung oder die solare Polygeneration. Er besteht aus zwei Modulen mit jeweils einer Länge von 4 m (der Länge der verwendeten Absorberrohre vom Typ PTR 70 von Schott). Das Primärspiegelfeld eines Moduls besteht aus 11 Spiegelreihen mit jeweils 50 cm Breite. Damit ergibt sich eine Aperturfläche von 22 m² pro Modul oder 44 m² insgesamt. Der Kollektor ist für einen Betrieb bis maximal 12 bar und 180°C ausgelegt.

Als Wärmeübertragungsmedium dient bei diesem Kollektor Druckwasser. Im Gegensatz dazu, wird bei den Simulationen im Rahmen dieser Arbeit von Thermoöl als Wärmeübertragungsmedium ausgegangen. Es kann jedoch angenommen werden, dass aufgrund des in beiden Fällen sensiblen Wärmeübergangs große Ähnlichkeit bei den beiden Medien hinsichtlich der dynamischen Eigenschaften des Kollektors besteht. Die Validierung mit weiteren Kollektorvarianten, insbesondere mit direktverdampfenden Kraftwerkskollektoren, erfolgt bei Rohweder [90] und soll hier nicht weiter aufgegriffen werden.





Abbildung 5.8: Erster Prototyp von Industrial Solar (ehem. PSE) in Freiburg

Die bei der Validierung verwendeten Parameter sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Für den winkelabhängigen Wirkungsgrad (IAM) wurden Werte aus optischen Simulationen (Raytracing) des Kollektors verwendet.

Tabelle 5.4:	Kollektor	parameter be	ei der Validierun	g
Parameter		Einheit	Wert	
Länge eines Moduls		т	4	
Aperturweite		т	5.5	
Höhe		т	4	
Optischer Wirkungsgr	rad	%	60	
Wärmeverlustkoeffizie	ent u0	WI(mK)	0	
Wärmeverlustkoeffizie	ent u1	W/(mK ²)	0.00271308	
Absorberinnendurchn	nesser	mm	66	

In Abbildung 5.9 sind für die am 25.07.2008 durchgeführte Messung die Werte für die Direktnormalstrahlung (DNI), die im Wesentlichen ohne größere Schwankungen verläuft und die Ein- (T_{ein}) und Austrittstemperatur ($T_{aus mes}$) des Kollektors aufgetragen. Die simulierte Austrittstemperatur ($T_{aus sim}$) stimmt bis auf kleinere Abweichungen in der Aufheizphase sehr gut mit den Messwerten überein.





Abbildung 5.9: Simulierte und gemessene Austrittstemperatur des Kollektors (25.07.2008)

5.7 Validierung der dynamischen Kreislaufsimulation mit Messungen

5.7.1 Thermoölkessel

Zunächst wird der in Kapitel 3.3 bereits besprochene Versuch zur Bestimmung der Leistung bei bestimmten Klappenstellungen (Klappe) mit dem Simulationsmodel nachgebildet. Dazu werden die aufgezeichnete Klappenstellung, der Massenstrom (m_{ol}) und die Rücklauftemperatur des Thermoöls (T_{ein}) aus den Messdaten eingelesen und dem Simulationsmodell aufgeprägt. Das Simulationsergebnis für die Vorlauftemperatur des Thermoöls ($T_{aus sim}$) wird in Abbildung 5.10 mit den Messdaten ($T_{aus mes}$) verglichen. Die sehr gute Übereinstimmung sowohl im Bereich der Lastsprünge als auch im stationären Betrieb bestätigt die getroffenen Annahmen bei der Modellierung.



Abbildung 5.10: Validierung der Leistungssteuerung über die Klappenstellung des Brenners



Abbildung 5.11: Temperaturvergleich bei der Chrip-Funktion

Um auch das dynamische Verhalten des Brenners zu validieren, wird in einem weiteren Versuch der Klappe eine Sinusfunktion mit der Zeit linear zunehmender Frequenz und abnehmender Amplitude, eine sogenannte "Chrip Function" oder Frequenzsweep, aufgeprägt. Die Messdaten für Rücklauftemperatur (T_{ein mes}), Massenstrom und Klappensignal (Klappe) werden analog zum vorherigen Test dem

105

Simuationsmodell aufgeprägt. Auch hier zeigt der Vergleich von Messung und Simulation in Abbildung 5.11 eine sehr gute Übereinstimmung. Das Modell kann damit aufgrund seiner guten Abbildung der Dynamik des Brenners und des Thermoölkreislaufes auch zum Testen neuer Regleralgorithmen verwendet werden.

5.7.2 Verdampfer

Um den Verdampfer unter möglichst vielen Betriebsbedingungen untersuchen zu können, wurde ein Versuch ausgewählt, in dem der Druck vom Siededruck bei Umgebungstemperatur in mehreren Schritten auf den maximalen Betriebsdruck von 25 bar angehoben wird. Dazu wird zum einen die Vorlauftemperatur des Thermoöls angehoben und zum anderen das Bypass-Ventil über das der Verdampfer direkt mit dem Kondensator verbunden ist langsam geschlossen, so dass der Druck im Verdampfer durch die Reduktion des Massenstromes steigt. In Abbildung 5.12 sind die Signale für die Solltemperatur des Thermoöls (T_{soll}) und das Bypassventil (Bypass) als 4 bis 20 mA Signale dargestellt. Dabei entspricht ein Signal von 4 mA einer Solltemperatur von 0°C und ein 20 mA-Signal 300°C. Das Bypassventil ist bei 4 mA vollständig geöffnet und bei 20 mA geschlossen. Zur Validierung werden dem Simulationsmodell die Vorlauftemperatur des Thermoöls, der Thermoölmassenstrom und das Signal für das Bypassventil aufgeprägt. In Abbildung 5.12 bis 5.15 werden die Messwerte für Druck, Temperatur und Massenstrom den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Bemerkenswert ist hier die gute Übereinstimmung auch beim schnellen Schließen und Öffnen des Ventils (kurz vor 6000s), das das Simulationsmodell ebenso wie die restlichen Betriebszustände ohne größere Abweichungen abbildet.









Abbildung 5.13: Druckverlauf im Verdampfer







Abbildung 5.15: Massenstrom durch Verdampfer



5.7.3 Kolbendampfmaschine

Die Versuchsdurchführung mit der Kolbenmaschine gestaltet sich schwierig, da aufgrund der großen Unwucht bei hohen Drehzahlen starke Schwingungen auftreten. Daher konnte eine Variation der Drehzahl nur in engen Grenzen erfolgen. Wie in Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 zur erkennen ist, kann die mechanische Leistung (P_{mech}) für Betriebszustände im Bereich von 7 bis 16 kW mit guter Übereinstimmung abgebildet werden. Eine weitergehende Untersuchung war aufgrund des vorzeitigen Ausfalls der Maschine nicht möglich.



Abbildung 5.16: Mechanische Leistung der Kolbenmaschine



Abbildung 5.17: Mechanische Leistung der Kolbenmaschine

5.7.4 Kondensator und Sammelbehälter

Als Messwerte für die Validierung des Kondensatormodels dient der Versuch, der auch für das Verdampfermodell verwendet wurde. Hier steigt die Austrittstemperatur aus dem Kondensator von anfänglich 36°C auf 83°C und fällt dann wieder ab (vgl.: Abbildung 5.18). Die Schwankungen folgen im Wesentlichen dem Verlauf der Frischdampfzustände. Zunächst wird die direkte Kopplung des Kondensationsdruckes an die Kühlmitteltemperatur nach Gleichung 3.24 untersucht. Hier zeigen sich in Abbildung 5.19 beim Kondensationsdruck größere Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und den Messwerten. Der Druck fällt schneller und stärker ab als in der Realität. Beim Temperaturverlauf in Abbildung 5.20 sind die Abweichungen deutlich geringer. Daraus kann geschlossen werden, dass die Austrittstemperatur des Kondensats direkt an die Temperatur des Kühlmittels gekoppelt ist, während beim Kondensationsdruck weitere Trägheitseffekte zu



berücksichtigen sind. Diese sind zum einen die mögliche Rückverdampfung im Sammelbehälter und zum anderen die thermische Kapazität der Kondensatorwand.

Um das Verhalten des Sammelbehälters und der Rohrleitungen bis zum Verdampfer zu validieren, wird die Speisewassereintrittstemperatur (T_{sp}) in den Verdampfer in Simulation und Messung verglichen. Dabei wird auf die im vorangegangenen Abschnitt ausgeführte Vorgehensweise zur Validierung des Kondensators zurückgegriffen. Wie in Abbildung 5.20 zu sehen ist, ergeben sich dabei kleinere Abweichungen bei einem tendenziell ähnlichen Verlauf. Die Abweichungen setzen sich aus den Abweichungen des Kondensators, denen des Sammelbehälters und der Rohrleitungen zusammen. Die Genauigkeit des Modells scheint ausreichend für die Abbildung des dynamischen Verhaltens. Eine weitere Detaillierung des Modells ist nicht erforderlich.



Abbildung 5.18: Kühlkreistemperaturen





Abbildung 5.20: Speisewasserstemperaturen am Pumpenaustritt

5.8 Demonstration des Hardware in the Loop Konzepts

Um das Hardware in the Loop Konzept zu realisieren, musste zunächst der in den Brenner eingebaute PID-Regler überbrückt und durch einen Regler auf dem Steuerrechner ersetzt werden. Dies war unter anderem nötig um in Phasen mit fallendem Sollwert ein Abschalten des Brenners zu verhindern, das einen längeren Zeitraum zum Wiederanfahren des Brenners verlangt. Bei Klein [91] finden sich genauere Ausführungen zum Aufbau und zur Parametrisierung des Reglers. Hier soll gezeigt werden, dass der entworfene Regler in der Lage ist, den Brenner so anzusteuern, dass eine Nachbildung des dynamischen Verhaltens eines konzentrierenden Kollektors möglich ist. Für die Demonstration werden Wetterdaten für die Direktnormalstrahlung (DNI) vom 29. Juni 2009 in Freiburg verwendet, deren Verlauf in Abbildung 5.21 ersichtlich ist. Es kommt immer wieder zu Einbrüchen und Schwankungen bei der Einstrahlung, die durch vorüberziehende Wolken verursacht werden.

Abbildung 5.22 zeigt den Verlauf der vom Simulationsmodell berechneten Austrittstemperatur (T_{soll}) und der auf der Anlage gemessenen Austrittstemperatur (T_{aus}). Es ist zu erkennen, dass es zu einer guten Übereinstimmung zwischen Istwert und Sollwert in allen Bereichen kommt. Somit ist gezeigt, dass sich mit dem gewählten Konzept eine Nachbildung des dynamischen Verhaltens eines konzentrierenden Kollektors realisieren lässt.







Abbildung 5.22: "Hardware in the Loop" Test Vormittag

¹¹⁴

6 Simulatorische Untersuchung verschiedener Betriebsstrategien

6.1 Auslegung des Systems

Zur exemplarischen Untersuchung und dem Vergleich verschiedener Betriebsstrategien soll ein System aus einem konzentrierenden Fresnel-Prozesswärmekollektor und einer Dampfkolbenmaschine herangezogen werden. Es soll dabei auf die gleiche Systemauslegung bei verschiedenen Reglereinstellungen zurückgegriffen werden. Für das in Kapitel 3.2 beschriebene Kollektormodel werden die in Tabelle 6.1 angegebenen Parameter angesetzt. Abbildung 6.1 zeigt die Verschaltung des Systems in ColSim.

Tabelle 6	5.1: Spezifikationen des Kol	llektormodells	s und Auslegun	gsbedingungen
	Parameter	Einheit	Wert	
	Länge eines Moduls	т	4	
	Aperturweite	т	5.5	
	Aperturfläche	m ²	291.5	
	Höhe	т	4	
	Optischer Wirkungsgrad	%	60	
	Wärmeverlustkoeffizient u ₀	WI(mK)	0	
	Wärmeverlustkoeffizient u ₁	WI(mK²)	0.00271308	
	Absorberinnendurchmesser	mm	66	
	Direktnormalstrahlung DNI	W/m ²	900	
	Außentemperatur	്റ	30	

Zunächst wird für eine konstante Einstrahlung von 900 W/m² und eine Außentemperatur von 30°C die Kollektorfläche bestimmt, die mindestens nötig ist, um die Expansionsmaschine mit einer Nennleistung von 16 kW_{el} und den in Tabelle 6.2 aufgeführten Randbedingungen anzutreiben. Aufgrund der in vorangegangenen Studien [5] gemachten Erfahrungen, wird davon ausgegangen, dass die wirtschaftlichste Auslegung des Solarfeldes beim 1,6- bis 1,7-fachen der Mindestfläche liegt. Dies gewährleistet auch eine vollständige Auslastung der Expansionsmaschine zu einstrahlungsschwächeren Zeitpunkten.



Abbildung 6.1: Schema des untersuchten Systems

Tabelle 6.2: Spezifikationen des Wasser/Dampfkreislaufes und der Expansionsmaschine

Parameter	Einheit	Wert
Verdampferleistung	kW	151
Frischdampfdruck	bar	15.6
Frischdampftemperatur	°C	200
Kondensationstemperatur Mechanische Leistung der	°C	100
Maschine	kW	16.6
Nennwirkungsgrad	%	11

Da sich die Kollektoraperturfläche aus den Einzelflächen der 4,06 m langen Module von 22 m² zusammensetzt, wurde eine Konfiguration mit zwei 44 m langen Strängen gewählt (vgl. Tabelle 6.3). Damit wird bei senkrechter Einstrahlung eine thermische Leistung von 261 kW erreicht. Dies entspricht einer Überdimensionierung der Kollektorfläche (engl. Solar Multiple (SM)) um den Faktor 1,66. Eine Ausführung mit zwei Strängen ist hinsichtlich der Rohrleitungsführung optimal, da gegenüber einer Version mit nur einem Strang die Rohrleitung für die Rückführung des Wärmeübertragermediums entfällt. Für die Zuführung des heißen Wärmeübertragermediums zum Verdampfer wird eine Rohrleitungslänge von 30 m angenommen.

Parameter	Einheit	Wert
Nennleistung Kollektor (SM=1,66)	kW	261
Parallele Kollektorstränge	-	2
Länge eines Stranges	т	44
Thermische Mindestleistung Kollektor (SM=1)	kW	157
Nennleistung Kollektor (SM=1,66)	kW	261

Tabelle 6.3: Spezifikationen des Kollektorfeldes

6.2 Anfahren des Systems

Wenn Solarstrahlung auf den Kollektor trifft, setzt die Pumpe ein und Thermoöl wird im Kollektor erwärmt. Dabei wird ein zu schnelles Erwärmen des Thermoöls durch den Thermoölmassenstrom und die thermischen Kapazitäten der Rohrleitung und des Verdampfers verhindert. Das Anfahren des Verdampfers erfolgt nach dem Schema, nach dem auch die Versuchsanlage betrieben wird. Der Verdampferaustritt bleibt zunächst verschlossen bis ein Druck von 2 bar ansteht. Dann wird das Bypassventil leicht geöffnet, so dass auch die Rohrleitung und der Kondensator langsam auf Betriebstemperatur gebracht werden. Ist der für den Betrieb der Expansionsmaschine nötige Druck erreicht, so wird das Eintrittsventil der Maschine langsam geöffnet, während das Bypassventil geschlossen wird. Wird der Nenndruck der Maschine überschritten, so öffnet das Bypassventil wieder, um Dampf direkt in den Kondensator abzulassen. Wird der Mindestdruck der Maschine unterschritten, schließt das Eintrittsventil. Der Temperatur- und Druckverlauf beim Anfahren des Systems ist in Abbildung 6.2 zu sehen. Dabei steigt die Direktnormalstrahlung um 8:05 Uhr sprungartig auf über 800 W/m2 an (vgl. DNI_110610 in Abbildung 6.3). Um 8:17 Uhr öffnet sich das Bypassventil, da ein Verdampferdruck (pvp) von 2 bar ansteht. Mit Überschreiten von 8 bar um 8:35 Uhr geht die Maschine in Betrieb und erreicht um 8:45 Uhr Nennleistung (P_{mech}). Es kann also abgeleitet werden, dass der Kaltstart der Anlage mindestens 30 Minuten benötigt.



Abbildung 6.2: Temperatur und Druckverlauf beim Anfahren

6.3 Einfache Betriebsstrategie

Zunächst soll eine einfache Betriebsweise für das System untersucht werden. Dabei wird von einem konstanten Thermoölmassenstrom (4,2 kg/s) ausgegangen. Die Kollektoraustrittstemperatur wird ausschließlich über das Fokussieren bzw. Defokussieren von Spiegelreihen konstant gehalten. Zur Ansteuerung der Spiegelreihen wird ein Pl-Regler verwendet. Die Parameter des Pl-Reglers Ki und Kp werden mit Hilfe einer Optimierungsrechnung mit GenOpt [73] bestimmt. Als Optimierungskriterium dient der mechanische Ertrag der Expansionsmaschine. Um die Simulationsdauer nicht unnötig zu erhöhen, werden für die Optimierung zwei Tagesprofile für die Direktnormalstrahlung (DNI) (vgl. Abbildung 6.3) ausgewählt. Bei dem ersten Tag (11.08.06) ist die Strahlung mit Werten um 900 W/m² relativ hoch. Sie steigt am Morgen abrupt an und fällt am Abend wieder ab. Ein längerer Einschnitt um die Mittagszeit und mehrere kürzere Fluktuationen am Nachmittag sind zu erkennen. Dieses Profil scheint geeignet um die Stabilität des Reglers bei Betriebsfällen, die einer Sprungfunktion ähneln, und bei Volllast zu untersuchen. Der zweite Tag (11.06.10) weist ein gleichmäßigeres Profil auf. Die Einstrahlung steigt

kontinuierlich bis zum mittäglichen Maximalwert an und fällt dann wieder ab. Es kommt zu kürzeren Fluktuationen aber zu keinen längeren Einschnitten. Hier ist die mittlere Einstrahlung niedriger, somit führt das Profil zu längeren Zeiträumen mit Teilastbetrieb der Anlage.



Abbildung 6.3: Einstahlungsverlauf an den untersuchten Tagen

Die für das erste Tagesprofil optimierten Parameter sind Kp = 115 und Ki = 0,5. Wie in Abbildung 6.4 zu sehen ist, gelingt es mit dieser Reglereinstellung die meiste Zeit die Kollektoraustrittstemperatur konstant auf 220°C zu halten. Die dafür an das Spiegelfeld gegebenen Signale sind ebenfalls aufgetragen. Hier bedeutet ein Signal von 100, dass alle Spiegel des Kollektors auf das Absorberrohr reflektieren und 0 entsprechend, dass alle Spiegel defokussiert sind.



Abbildung 6.4: Kollektorverhalten bei Regelung der Spiegelstellung

6.4 Massenstromregelung im Thermoölkreis

Nun soll die im vorangegangenen Kapitel besprochene Betriebsweise um einen Regler für den Thermoölmassenstrom ergänzt werden. Die Regelung für die Spiegelstellung wird beibehalten und bleibt die primäre Regelungsfunktion. Lediglich in Fällen in denen die Kollektoraustrittstemperatur nicht gehalten werden kann, greift der Massenstromregler ein. Der Minimalmassenstrom der Pumpe wird auf 50 % des Nennmassenstroms begrenzt. Abbildung 6.5 zeigt den Massenstromverlauf (m _{ol})von dem Fall mit (2) und ohne (1) Regelung. Es stellt sich heraus, dass die Regelung des Massenstromes auf den Tagesertrag des ersten Profils nahezu keinen Einfluss hat (vgl. Tabelle 6.4). Dies scheint vor allem an den zumeist hohen Einstrahlungswerten zu liegen. Erwartungsgemäß kommt die Massenstromregelung bei dem zweiten Profil mit seinen langen Phasen mit niedriger Einstrahlung mehr zum Tragen. Aber auch hier ist das Potential mit +0,006% (vgl. Tabelle 6.4) äu-Berst gering. Allerdings könnte sich die Massenstromregelung günstig auf den hier nicht näher betrachteten Stromverbrach der Pumpe auswirken und daher trotz der geringen Leistungssteigerung Sinn machen.

Tabelle 6.4:

Tag (JJ.MM.TT)	Massenstromregelung	Tagesertrag [Wh]	Steigerung [%]
11.06.10	Nein	88.073	
11.06.10	Ja (Kp= 1,0625; Ki= 0)	88.074	+0,001
11.08.06	Nein	145.793	
11.08.06	Ja (Kp=1,0625 ; Ki= 0)	145.801	+0.006

Steigerungspotential des Tagesertrags durch Massenstromregelung



Abbildung 6.5: Vergleich der Thermoölmassenströme mit und ohne Regelung

6.5 Drehzahlregelung der Expansionsmaschine

Hier soll angenommen werden, dass die Kolbenmaschine drehzahlvariabel betrieben werden kann. Zu Zeitpunkten, in denen weniger Leistung vom Kollektor zur Verfügung gestellt wird, kann die Drehzahl der Maschine auf bis zu 50% der Nenndrehzahl heruntergeregelt werden. Dabei greift der Regler direkt auf die Kollektoraustrittstemperatur als Regelgröße für die Drehzahl zu. Diese integrierte Systemregelung ermöglicht eine schnellere Expansionsmaschinenregelung als etwa die Regelung über den Verdampferdruck.

In Abbildung 6.7 ist der Verlauf der mechanischen Leistung der Kolbenmaschine für den Nachmittag des zweiten Testtages dargestellt. Nach zunächst konstantem Betrieb bei Nenndrehzahl fällt die Einstrahlung um ca. 16:00 Uhr stark ab. Im ungeregelten Fall 1 läuft die Expansionsmaschine bei Nenndrehzahl weiter bis der anstehende Druck nicht mehr ausreicht, um die Maschine zu betreiben. Durch den Eingriff des Reglers im Fall 2 sinkt die Leistung der Maschine zunächst stärker ab als im ungeregelten Fall. Dies führt aber dazu, dass die Autrittstemperatur des Kollektors (Abbildung 6.6) weniger stark abfällt und somit die Maschine weiter läuft bis wieder Strahlung zur Verfügung steht. Der Kollektor erreicht durch den geringeren Verbrauch der Maschine bei kleineren Drehzahlen schneller wieder höhere Temperaturen. Wegen des daraus resultierenden höheren Wirkungsgrades ergibt sich eine höhere Leistung der Maschine. Besonders bei niedrigeren schwankenden Einstrahlungen hat die Drehzahlregelung eine positive Auswirkung auf den Ertrag. Die Ertragssteigerung von bis zu 1,4% (vgl. Tabelle 6.5) steht natürlich einer Kostensteigerung durch den größeren Aufwand gegenüber, der durch den drehzahlvariablen Betrieb entsteht, etwa durch nötige Frequenzumrichter usw.. Im Bedarfsfall muss also eine Kosten-/Nutzenrechnung, sinnvollerweise auf Basis von Strahlungsdaten für ein ganzes Jahr, durchgeführt werden. Zudem blieben hier die drehzahlabhängigen Wirkungsgrade von Generator und Frequenzumrichter unberücksichtigt, da nur die mechanische Leistung der Maschine betrachtet wurde. [92]





Abbildung 6.6: Drehzahl und Temperaturverlauf mit und ohne Regelung



Abbildung 6.7: Einfluss der Drehzahlregelung auf die mechanische Leistung [92]

 Tabelle 6.5:
 Steigerungspotential des Tagesertrags durch [92]

Tag (JJ.MM.TT)	Drehzahlregelung	Tagesertrag [Wh]	Steigerung [%]
11.06.10	Nein	88.073	
11.06.10	Ja (Kp= 1,6; Ki= 0)	88.578	+0,5
11.08.06	Nein	145.793	
11.08.06	Ja (Kp=1,6 ; Ki= 0)	147.815	+1,4

7 Zusammenfassung und Ausblick

Eine am Fraunhofer ISE durchgeführte Studie hat gezeigt, dass Anlagen zur solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplung unter günstigen Randbedingungen wirtschaftlich sein können. Dabei ist der Ersatz von Dieselgeneratoren in Industriebetrieben, die einen Bedarf von sowohl Strom als auch Wärme haben und nicht an ein öffentliches Netz angebunden sind, besonders interessant. Ziel dieser Arbeit war es, ein dynamisches Simulationsmodell für solch eine Anlage zur Stromerzeugung im kleinen Leistungsbereich zu erstellen, das die Auslegung und die Optimierung von Reglern und Betriebsstrategien ermöglicht.

In dieser Arbeit wurde zunächst ein Überblick über den Stand der Technik und die wenigen bereits realisierten Anlagen gegeben. Um die Simulationen validieren zu können und um eine Weiterentwicklung von Komponenten zu ermöglichen, wurde eine Testanlage für die solare Kraft-Wärme-Kopplung am Fraunhofer ISE aufgebaut. Dabei wurde vor allem auf die flexible Einsetzbarkeit für verschiedene Tests Wert gelegt. So wurde der Dampfkreislauf für die Medien Wasser und OMTS ausgelegt. Geeignete Messtechnik wurde ausgewählt und die erreichbare Messgenauigkeit bestimmt. Die Anlage ermöglicht auch den Test von Komponenten, die über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehen, wie etwa von thermischen Speichern, Kältemaschinen und Meerwasserentsalzungsanlagen. Ein Beleg für die Erreichung dieses Ziels ist die erfolgreiche Kopplung eines Prototypen für einen thermischen Speicher mit der Anlage. Eine einfache Kolbendampfmaschine wurde in Ermangelung besserer Alternativen für die Inbetriebnahme und die Dokumentation der Leistungsfähigkeit der Anlage und der Messeinrichtungen verwendet. Aufgrund der Einfachheit und der Unwucht der Maschine waren nur eingeschränkt Tests möglich.

Um auch auf der Testanlage in Freiburg das Verhalten von konzentrierenden Kollektoren an Standorten mit hoher Solarstrahlung nachbilden zu können, wurde das dynamische Simulationsmodell für den Kollektor mit dem Gasbrenner gekoppelt. Hier dient die Verdampferaustrittstemperatur des Thermoöls als Eingangsgröße für die Simulation. Diese bestimmt aus den Randbedingungen, wie zum Beispiel Sonnenstand und Einstrahlung, die Kollektoraustrittstemperatur. Diese wird als Sollwert für die Kesselaustrittstemperatur an den Regler des Brenners übergegeben. Anhand von Versuchen wurde die Funktionsfähigkeit des Ansatzes belegt.

Um in naher Zukunft effiziente Anlagen zur solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplung realisieren zu können, ist es nötig, Regel- und Betriebsstrategien für verschiedene Anlagen entwickeln und optimieren zu können. Für die Abbildung des Verhaltens der Einzelkomponenten wurde ein dynamisches Modell der Anlage in ColSim erstellt. Dazu wurden für die Komponenten Kollektor, Thermoölkessel, Verdampfer, Kondensator, Sammelbehälter, Pumpe und Expansionsmaschine Modelle implementiert. Es wurde gezeigt, dass die bei der Modellierung getroffenen Annahmen hinsichtlich der Systemmasse und der Berechnung der inneren Energie zulässig sind. Mit Hilfe von Messwerten konnten die Simulationsmodelle validiert und eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden. Schließlich wurde das Kreislaufmodell mit einem Kollektormodell gekoppelt und das Gesamtsystem untersucht. Beispielhaft wurden verschiedene Regelstrategien für eine fiktive Anlage verglichen. Dabei wurde für zwei ausgewählte Tage mit unterschiedlicher Einstrahlungscharakteristik der Ertrag verglichen. Es wurde eine einfache Regelung der Spiegelstellung, mit einer umfangreicheren Regelstrategie verglichen, die zusätzlich auch den Massenstrom und die Drehzahl der Expansionsmaschine beeinflusst, Hierbei ergaben sich bei der umfangreicheren Regelstrategie höhere Erträge.

Trotz intensiver Bemühungen konnte für die Durchführung der Versuche keine Finanzierung für die Beschaffung einer hochwertigeren Expansionsmaschine erreicht werden. Die im Rahmen des Budgets beschaffbare Kolbendampfmaschine wies nach wenigen Betriebsstunden einen irreparablen Defekt auf. Daher konnte eine Demonstration der Simulationsergebnisse für die Betriebsstrategien auf der Testanlage nicht erfolgen. Am Fraunhofer ISE wird jedoch weiterhin versucht, geeignete Partner für eine Weiterentwicklung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung zu finden. Bevor die hier vorgestellten Simulationstools für die Auslegung realer Systeme verwendet werden können, sollte eine Überprüfung der Simulationsergebnisse auf der Testanlage erfolgen.

Ich hoffe, dass damit der Grundstein für die weitere Entwicklung und Verbreitung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung gelegt ist und die erstellten Tools in Zukunft im Rahmen von Demonstrationsprojekten zum Einsatz kommen können.

Quellenangaben:

[1]	Gigantischer Stromausfall in Indien, Süddeutsche Zeitung URL
	http://www.sueddeutsche.de/wirtschaft/gigantischer-stromausfall-in-indien-
	die-dunkle-seite-der-macht-1.1429292 abgerufen 2012-08-08

- [2] Stromausfälle in Indien Süddeutsche Zeitung URL http://www.sueddeutsche.de/panorama/stromausfaelle-in-indiengigantische-blackouts-legen-oeffentliches-leben-lahm-1.1427373. - abgerufen 2012-08-08
- [3] RIFKIN, JEREMY: Die dritte industrielle Revolution: Die Zukunft der Wirtschaft nach dem Atomzeitalter. 1. Aufl. : Campus Verlag, 2011 — ISBN 3593394529
- [4] Meteonorm: Maps. URL http://meteonorm.com/?id=32. abgerufen 2012-08-24
- [5] PLATZER, WERNER; MORIN, GABRIEL; NEUHÄUSER, ANTON; SAUERBORN, ANDREAS: Solarthermische Kraftwerke für den mittleren Leistungsbereich - Machbarkeitsstudie unter Einbeziehung neuer Kraftwerkskomponenten und Versorgungsstrategien. Freiburg, Fraunhofer ISE, 2009
- [6] Volker Quaschning Erneuerbare Energien und Klimaschutz. URL http://www.volker-quaschning.de/index.php. - abgerufen 2012-09-23
- [7] Flagsol GmbH. URL http://www.flagsol.com/flagsol/cms/. abgerufen 2011-11-24
- [8] NREL: TroughNet Parabolic Trough Solar Field Technology. URL http://www.nrel.gov/csp/troughnet/solar_field.html. - abgerufen 2011-11-24
- [9] FLABEG Leading Glass Technology: Ultimate Trough. URL http://www.flabeg.com/index.php?id=294. - abgerufen 2011-11-24
- [10] MORIN, GABRIEL: Techno-Economic Design Optimization of Solar Thermal Power Plants, Braunschweig, TU Braunschweig, Dissertation, 2011
- [11] Torresol Energy Cylindrical-parabolic collector technology. URL http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/cylindrical-parabolic-collectortechnology/en. - abgerufen 2011-11-24
- [12] Concentrating Solar Power. URL http://www.accionaenergia.com/activity_areas/csp.aspx. - abgerufen 2011-11-24
- [13] SkyFuel Inc. URL http://www.skyfuel.com. abgerufen 2012-07-08
- [14] NOVATEC BIOSOL · Concentrating Solar Power. URL http://www.novatecsolar.com/. - abgerufen 2011-11-24
- [15] Innovation durch Forschung Jahresbericht 2009 zur Forschungsförderung im Bereich der erneuerbaren Energien. URL http://www.bmu.de/forschung/doc/ 4781.php#abb1. - abgerufen 2011-11-24



- [16] Abengoa Solar Industrial applications. URL http://www.abengoasolar.com/corp/web/en/nuestros_productos/aplicacione s_industriales/. - abgerufen 2011-11-24
- [17] Button Energy ParaSolOne. URL http://www.buttonenergy.at. abgerufen 2011-11-24
- [18] Homepage | Solitem. URL http://www.solitem.com.tr/de/. abgerufen 2012-08-25
- [19] NEP SOLAR Developer and supplier of solar projects and technologies. URL http://www.nep-solar.com/. - abgerufen 2011-11-24
- [20] Sopogy MicroCSP Micro-scaled Concentrating Solar Power. URL http://sopogy.com/. - abgerufen 2011-11-24
- [21] Solargenix Energy Formerly Duke Solar Energy. URL http://www.solargenix.com/resource_center.cfm. - abgerufen 2011-11-24
 [22] Solarlite GmbH - Parabolrinnenkraftwerke. URL
- [22] Solarite Gribbi Francosini Francosini
- http://www.soltigua.com/prodotti/ptm/. abgerufen 2011-11-24
- [24] IT Collect. URL http://www.itcollect.de/Steckbrief.htm. abgerufen 2012-08-25
- [25] Industrial Solar: Industrial Solar. URL http://www.industrial-solar.de/cms/. abgerufen 2012-08-25
- [26] Macroeconomic impact of the Solar Thermal Electricity Industry in Spain. URL

http://www.protermosolar.com/prensa/2011_10_25/Protermo_Solar_21x21 _INGLESC.pdf. - abgerufen 2011-11-24

- [27] Dii Bringing the Desertec vision into reality. URL http://www.diieumena.com/. - abgerufen 2011-11-24
- [28] SCHUSTER, ANDREAS M.: Nutzung von Niedertemperaturwärme mit Organic-Rankine-Cycle-Anlagen kleiner Leistung. München, TU München, Dissertation, 2011
- [29] KÖHLER, S.: Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke. Berlin, TU Berlin, Dissertation, 2005
- [30] Siloxane: biomess Ingenieurbüro M.Obeloer. URL http://www.biomess.de/siloxane.html. - abgerufen 2012-08-08
- [31] DRESCHER, ULLI: Optimierungspotenzial des Organic Rankine Cycle für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen, Bayreuth, TU Bayreuth, Dissertation, 2008
- [32] Toxcenter. URL http://www.toxcenter.de/stoff-infos/p/n-pentan.pdf. abgerufen 2012-08-24
- [33] New Scientist Bd. 85 (1980), Nr. 1194

[34]	Thieme Chemistry - RÖMPP. URL http://www.thieme-
	chemistry.com/de/formate/encyclopedias/roempp.html abgerufen 2012-
	08-10

- [35] Sigma-Aldrich Octamethyltrisiloxane. URL http://www.sigmaaldrich.com/catalog/product/aldrich/235709?lang=de&re gion=DE. - abgerufen 2012-08-07
- [36] SMITH, I K ; STOSIC, N ; MUJIC, E ; KOVACEVIC, A: Steam as the working fluid for power recovery from exhaust gases by means of screw expanders. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering Bd. 225 (2011), Nr. 2, S. 117 –125
- [37] HAMMERSCHMID, A.; STALLINGER, A.; OBERNBERGER, I.; PIATKOWSKI, R.: Demonstration and Evaluation of an Inovative Small Scale Biomass CHP Module Based on a 730 kWel Screw-Type Steam Engine, Rome, 2004
- [38] Toco GreenTech. URL http://toco.hu/Index.aspx?MN=AboutUs1&LN=English. - abgerufen 2012-08-21
- [39] Spilling. URL http://www.spilling.de/. abgerufen 2011-12-24
- [40] HINSENKAMP, GERT: Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung, Karlsruhe, TU Karlsruhe, 1993
- [41] SCHURRER, J.; AHMADI, B.; HANSELMANN, G.: Entwicklung und Erprobung von schiebergesteuerten Schraubenmaschinen und des erforderlichen Maschinenkreislaufes als Grundlage fuer die Auslegung solarer Kleinkraftanlagen mit Leistung von 50-500 kW, 1984
- [42] MOUSTAFA, SAFWAT; HOEFLER, W.; EL-MANSY, H.; KAMAL, A.; JARRAR, D.; HOPPMAN, H.; ZEWEN, H.: Design specifications and application of a100 kWc(700 kWth) cogeneration solar power plant, Solar Energy Bd. 32 (1984), Nr. 2, S. 263–269
- [43] SCHMIDT, G. ; SCHMID, P. ; ZEWEN, H. ; MOUSTAFA, S.: Development of a point focusing collector farm system, Solar Energy Bd. 31 (1983), Nr. 3, S. 299–311
- [44] NREL: Concentrating Solar Power Projects Saguaro Power Plant. URL http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=24. - abgerufen 2011-11-09
- [45] MORSE, FRED: A look at the US CSP market. URL http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/2007/morse_look_us_csp_market.p df. - abgerufen 2011-11-24
- [46] Powersol Project Website Project Tasks. URL https://www.psa.es/webeng/projects/joomla/powersol/index.php?option=co m_content&task=view&id=6&Itemid=12. - abgerufen 2011-12-24
- [47] BLANCO GALVEZ, JULIAN: Mechanical Power Generation Based on Solar Thermodynamic Engines Executive Summary – Final Report, 2010



- [48] METU NCC Industry Collaborations. URL http://www.research.ncc.metu.edu.tr/content/industry_collaborations.php. abgerufen 2011-11-08
- [49] Solarlite GmbH TRESERT Projekt- Trigeneration. URL http://www.solarlite.de/projekt_phitsanulok.cfm. - abgerufen 2011-11-09
- [50] Abengoa News Archive. URL http://www.abengoa.com/corp/web/en/noticias_y_publicaciones/noticias/his torico/2011/09_septiembre/abg_20110926.html. - abgerufen 2011-11-09
- [51] Medium and Small Scale Concentrated Solar Thermal Power Platform. URL http://www.mss-csp.info/. - abgerufen 2012-08-28
- [52] NEUHÄUSER, ANTON: Erstellung eines Kraftwerkssimulationsmodells mit linearen Fresnel-Kollektoren und Abschätzung der Wirtschaftlichkeit bei 1 MW thermischer Leistung. München, TU München, Diplomarbeit, 2007
- [53] Diesel & Gas Turbine Publications. URL http://www.dieselpub.com/. abgerufen 2013-03-15
- [54] LAUTERBACH, C.; SCHMITT, B.; VAJEN, K.: Das Potential solarer Prozesswärme in Deutschland, Teil 1 des Abschlussberichtes zum Forschungsvorhaben "SOP-REN – Solare Prozesswärme und Energieeffizienz (Nr. 0329601T). Kassel, 2011
- [55] MOAVENI, HOUTAN: Numerical Analysis and Experimental Study in Design and Operation of Three Solar Parabolic Thermal Power Plants, International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, 2007. POW-ERENG 2007 : IEEE, 2007 — ISBN 978-1-4244-0895-5, S. 666–671
- [56] HIRSCH, TOBIAS; SCHENK, HEIKO: Dynamics of Oil-Based Paraboly Trough Plants
 a Detailed Transient Simulation Model, Proceedings of the SolarPACES
 2010 Conference (2010)
- [57] HIRSCH, TOBIAS; SCHENK, HEIKO; SCHMIDT, NORBERT; MEYER, RICHARD: Dynamics of Oil-Based Parabolic Trough Plants - Impact of Tranisent Behaviour on Energy Yields, Proceedings of the SolarPACES 2010 Conference (2010)
- [58] RHEINLÄNDER, J. ; ERBES, M. R. ; BERGMANN, S.: Simulation of the Startup Behavior of the Solar Field of a PTCCSP, Proceedings of the SolarPACES 2010 Conference, 2010
- [59] VON ARNIM, ACHAZ; WIESENBERG, RALF: SOLARPACES Dev of an integrated CSP training simulator.pdf, Proceedings of the SolarPACES 2011 Conference (2011), 2011
- [60] CAMACHO, E. F; RUBIO, F. R; HUGHES, F. M: Self-tuning control of a solar power plant with a distributed collector field, IEEE Control Systems Bd. 12 (1992), Nr. 2, S. 72–78
- [61] FLORES, A. ; SAEZ, D. ; ARAYA, J. ; BERENGUEL, M. ; CIPRIANO, A.: FUZZY predictive control of a solar power plant, IEEE Transactions on Fuzzy Systems Bd. 13 (2005), Nr. 1, S. 58–68

[62]	BERENGUEL, M. ; CAMACHO, E.F.: Frequency-based adaptive control of systems with antiresonance modes, Control Engineering Practice Bd. 4 (1996), Nr. 5,
	S. 677–684
[63]	STUETZLE, T. ; BLAIR, N. ; MITCHELL, J.W. ; BECKMAN, W.A.: Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant, Solar Energy Bd. 76 (2004), Nr. 1-3, S. 187–193
[64]	SPLIETHOFF, HARTMUT; WAUSCHKUHN, ARNIM; SCHUHBAUER, CHRISTIAN: Future Power Plant Requirements, Chemie Ingenieur Technik Bd. 83 (2011), Nr. 11, \$ 1792–1804
[65]	BY 05 DE Modellierung des dynamischen Verhaltens von 700°C- Kraftwerken. URL
	http://www.bayfor.org/de/geschaeftsbereiche/forschungsverbuende/welt- der-materie/kw212/projekte.html,p979 abgerufen 2013-07-21
[66]	Energy Valley Bavaria: Dynamische Simulation von Kraftwerken. URL https://www.evb.mse.tum.de/index.php?id=18&L=1 abgerufen 2013-07-
[[]]	21 Apres Draces Cimulation tool for multiple nurneses LIDI
[67]	Apros - Process Simulation tool for multiple purposes. ORL
[[0]	nup://www.apros.il/en/applications abgerulen 2013-07-21
[68]	on von Kraftwerken und Feuerungen. 2. Aufl. Wien : Springer, 2012 — ISBN 3709111811 9783709111819
[69]	TRANSSOLAR Software TRNSYS. URL http://www.transsolar.com abgeru- fen 2011-10-04
[70]	WITTWER, CHRISTOF: ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen. Karlsruhe, TU Karlsruhe, Dissertation, 1999
[71]	NREL: System Advisor Model (SAM). URL
	https://www.nrel.gov/analysis/sam/ abgerufen 2011-10-04
[72]	Xfig. URL http://xfig.org/ abgerufen 2012-08-06
[73]	GenOpt. URL http://simulationresearch.lbl.gov/GO/ abgerufen 2012-08- 06
[74]	Gnuplot. URL http://www.gnuplot.info/ abgerufen 2012-08-06
[75]	International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). URL http://www.iapws.org/ abgerufen 2011-09-11
[76]	Fragol - Thermoöle. URL
-	http://www.fragol.de/shop/produkt_detail.php?a_id=19&u_id=2&o_id=1 abgerufen 2011-12-25
[77]	MERTINS, MAX: Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen
	Fresnel-Kollektoren, Karlsruhe, TU Karlsruhe, Dissertation 2009
[78]	BAEHR. HANS DIETER : STEPHAN. KARL: Wärme- und Stoffübertragung. 4., neu

[78] BAEHR, HANS DIETER; STEPHAN, KARL: Warme- und Stoffubertragung. 4., neu bearb. und erw. A. 2004. Aufl. : Springer-Verlag GmbH, 2003 — ISBN 354040130X
- [79] WAGNER, WALTER: Wärmeaustauscher: Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate. 4. Auflage, Vogel Business Media, 2009 — ISBN 3834331619
- [80] DUBBEL, HEINRICH: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, 1919
- [81] DUBBEL, HEINRICH: Die Steuerungen der Dampfmaschinen : J. Springer, 1923
- [82] NEUHÄUSER, ANTON; WILLERT, DANIEL; NITZ, PETER; PLATZER, WERNER: Design of a Facility for testing Expansion Machines for Small Scale CSP, Proceedings of the SolarPACES 2011 Conference, 2011
- [83] Siemens Produktkatalog Temperaturmessung. URL http://www.automation.siemens.com/scstatic/catalogs/catalog/pi/FI01/de/FI01_de_kap03.pdf. - abgerufen 2011-12-25
- [84] Siemens Produktkatalog Druckmessung. URL http://www.automation.siemens.com/w1/efiles/feldg/files/kataloge/fi01_ge/ sitransp_z_fi01ge.pdf. - abgerufen 2011-12-25
- [85] Siemens Produktkatalog Kapazitive Füllstandsmessung. URL https://www.automation.siemens.com/w1/efiles/spmirror/3867/catalogs/cat alog%20sheets/sitransl_lc500_fi01en.pdf. - abgerufen 2011-12-25
- [86] MUHS, DIETER; WITTEL, HERBERT; JANNASCH, DIETER; VOBIEK, JOACHIM: Roloff/Matek Maschinenelemente. Lehrbuch und Tabellenbuch. Normung, Berechnung, Gestaltung. 18. Auflage, Vieweg, 2007 — ISBN 383480262X
- [87] NEUHÄUSER, ANTON; PLATZER, WERNER: Commissioning of a Test Facility for Small Scale CSP and Polygeneration with a Simple Steam Piston Engine, Proceedings of the SolarPACES 2010 Conference, 2010
- [88] WILLERT, DANIEL: Planung, Aufbau und Inbetriebnahme eines Teststandes zur Untersuchung von dampfbetriebenen Wärmekraftmaschinen hinsichtlich ihrer solarthermischen Eignung. Giessen, Fachhochschule Giessen Friedberg, Diplomarbeit, 2011
- [89] DUBBEL, HEINRICH: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, 1919
- [90] ROHWEDER, JAKOB: Evaluation of Thermal Performance Measurements of Solar Concentrating Collectors by Applying a Parameter Identification Method. Hamburg, HAW Hamburg, Masterarbeit, 2012
- [91] KLEIN, MAX: Einbindung eines dynamischen Kollektormodelles in einen Teststand für solare Kraft-Wärme-Kopplung. Mannheim, HS-Mannheim, Bachelorarbeit, 2012
- [92] NEUHÄUSER, ANTON; WILLERT, DANIEL; PLATZER, WERNER: Dynamic System Simulation of Small Scale CPS. In: . Proceedings of the SolarPACES 2012 Conference, 2012

133

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer ISE in Freiburg. Es wurde vorallem ermöglicht durch ein Stipendium der Reiner Lemoine Stiftung, für deren großzügige Förderung ich sehr dankbar bin.

Mein herzlicher Dank gilt Doktorvater Prof. Dr.-Ing. H. Spliethoff für die Betreuung meiner Promotion und die Unterstützung während meiner Promotionszeit. Weiterhin Herrn Prof. V. Wittwer für die wertvollen Verbesserungsvorschläge und Übernahme der Zweitbetreuung. Sowie Herrn Prof. Macián-Juan für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission

Dr. Werner Platzer für Unterstützung meiner Arbeit und des Themas im Allgemeinen, der Akquise von Projektgeldern für die Finanzierung der Anlage und für die aufgebrachte Geduld bis zur Fertigstellung der Anlage und der Arbeit.

Dr. Wolfgang Kramer für die vertiefte Auseinandersetzung mit der Arbeit und die wertvolle Diskussion besonders über die Modellierung der Komponenten.

Für die Unterstützung bei den bürokratischen Herausforderungen bedanke sehr herzlich ich mich bei den Damen des Lehrstuhl-Sekretariats, besonders bei Frau Brigitte Demmel die für mich als "externen" eine große Hilfe war.

Gabriel Morin danke ich für die Einarbeitung ins Themenfeld der solarthermischen Kraftwerke, und die vielfältigen anregenden Diskussionen.

Besonderer Dank gebührt auch denen die meine Arbeit korrekturgelesen und viele wertvolle Hinweise zur Verbesserung gegeben haben: Alexander Vogel Raymond Branke, Bernhard Seubert, Verena Zipf, Daniel Willert, Dorothea Barkhorn-Neuhäuser und Kerstin Thanhäuser.

Ein großer Dank gebührt ebenfalls allen Studenten, die an der Planung, Beschaffung und Aufbau des Teststandes sowie der Versuchsdurchführung beteiligt waren und durch ihren Einsatz maßgeblich zum Erfolg beigetragen haben. Besonders danken möchte ich Daniel Willert und Max Klein die mit mir viele Stunden im Labor mit dem Aufbau und der Versuchsdurchführung zugebracht haben. Ein großes Dankeschön geht an die technischen Dienste des Fraunhofer ISE, die mir eine große Unterstützung waren und den Aufbau der Versuchsanlage erst ermöglichten.

Zuletzt guter Letzt noch meiner Familie und meiner Freundin Stefanie für die beständige Unterstützung.