

# **Experimentelle Untersuchungen zum Stillstandsverhalten thermischer Solaranlagen**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktors der Ingenieurwissenschaften**

von der Fakultät für Maschinenbau der  
Universität Karlsruhe

genehmigte

**Dissertation**

von

**MSc. rer. nat. Dipl-Ing. (FH) Konrad Lustig**

aus Freiburg im Breisgau

Tag der mündlichen Prüfung: 04. Juli 2002

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Dr. h.c. D. G. Cacuci

Korreferenten: Dr. Ing. habil. V. Heinzel

a.O. Univ.-Prof. Dr. Ing. W. Streicher



## Vorwort

Diese Arbeit entstand am Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme in Freiburg innerhalb des von der EU geförderten Projektes 'Stagnation Technologies for Thermal Solar Systems'.

Ich bedanke mich an dieser Stelle bei meinem Gruppenleiter Dipl. Phys. Matthias Rommel, der mir ermöglichte, innerhalb dieses neuen Forschungsgebietes wissenschaftlich tätig zu sein. Ich danke Herrn Dr. Ing. habil. Volker Heinzl, der sich die Zeit nahm, in regelmäßigen Zeitabständen über das weitere Vorgehen zu diskutieren, und stets mit Rat und Tat zur Seite stand. Für die Übernahme des Hauptreferats bedanke ich mich ganz besonders bei Prof. Dr. Ing. D. G. Cacuci. Vielen Dank auch an Prof. Dr. Ing. Wolfgang Streicher und Herrn Dr. Heinzl, die als Koreferenten mit wichtigen Anmerkungen zur Verbesserung der vorliegenden Arbeit beitrugen. Innerhalb des Projektteams möchte ich allen Projektteilnehmern danken. Allen voran Ing. Robert Hausner und Dipl. Ing. Christan Fink von der Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie (AEE InTec) in Gleisdorf. Sie haben durch ihre Messungen an Feldsystemen wesentlich zur Beschreibung der Stillstandsvorgänge beigetragen. Mein Dank gilt auch Dipl. Ing. Dirk Stankowski, der innerhalb seiner Diplomarbeit beim Aufbau und der Durchführung der Messungen mithalf. Ebenso M. Sc. Fischer Mudamburi aus Zimbabwe, dessen plötzlicher Tod in seinem Heimatland mich schockierte und viele niemals geklärte Fragen aufwarf.

Vielen Dank an all meine lieben Kollegen im Institut, die mir das Arbeiten zur Freude gemacht haben und mich mit guten Ratschlägen unterstützt haben. Dr. Ing. Christof Wittwer sei an dieser Stelle für seine Hilfe bei der Simulation mit **ColSim** gedankt. Nicht zuletzt möchte ich mich bei allen Korrekturlesern, allen voran meiner Mutter, meiner Freundin Carmen Wagner, Matthias Rommel, Hildegard Menze und Christof Wittwer bedanken.

# Zusammenfassung

Im kontinuierlich wachsenden Markt an solarthermischen Anlagen werden Systeme vermehrt so ausgelegt, dass sie neben der reinen Brauchwassererwärmung auch Energie zur Raumheizung zur Verfügung stellen. Aufgrund der fehlenden Heizlast im Sommer sind solche Systeme im Sommer überdimensioniert und es treten sogenannte *Stillstandssituationen* auf, bei denen die Solarkreispumpe nicht in Betrieb ist, obwohl die Kollektoren der Solarstrahlung ausgesetzt sind. Der Grund hierfür ist, dass im Solarspeicher die maximal erlaubte Temperatur erreicht worden ist, und der Regler die Pumpe ausschalten muss. In selteneren Fällen kann es zu *Stillstandssituationen* aufgrund von Stromausfall oder sonstigen technischen Defekten kommen.

Grundsätzlich darf der *Stillstand* zu keinem Ausfall des Gesamtsystems führen, da er sich nicht zu 100 Prozent vermeiden lässt. Bei einigen Anlagen mit einem hohen solaren Deckungsanteil wurde in der Vergangenheit jedoch häufig ein Defekt der Pumpe, des Wärmetauschers oder des Membranausdehnungsgefäßes wegen zu hoher Temperaturbelastung festgestellt. Dies gab den Anlass zu einer genauen Untersuchung des Stillstandsvorgangs in der vorliegenden Arbeit.

Eine *Stillstandssituation* ist bei der Leistungsfähigkeit heutiger Kollektoren immer mit einer Verdampfung des Kollektorflüssigkeitsinhaltes verbunden. In der Arbeit wurden die Vorgänge vor, während und nach der Verdampfung anhand von Messungen an drei unterschiedlichen Testsystemen genau untersucht. Dabei wurden die Temperaturen im Kollektor und an den Anlagenkomponenten über zwei Sommerperioden gemessen. Es ergaben sich für die verschiedenen Kollektoren unterschiedliche maximale Absorberrtemperaturen bis zu 280 °C bei einem Vakuumröhrenkollektor. Im Kollektoranschlussbereich und in mehreren Metern in die Anschlussleitungen hinein wurden zeitweise Temperaturen im Bereich von 140 bis 150 °C gemessen.

Weiterhin wurde mittels eines vom Autor entwickelten ereignisgesteuerten hochfrequenten (250 bis 1000 Hz) Messaufbaus der Druck im System aufgezeichnet. Dadurch konnten schnelle Druckoszillationen in *Stillstandssituationen* quantifiziert werden. Es ergab sich aus den Messungen, dass bei den Vakuumröhrenkollektoren Druckoszillationen mit einer Amplitude von ca.  $\pm 0.5$  bar auftraten. Es konnte gezeigt werden, dass sich diese aufgrund von Flüssigkeit, die durch die oben liegenden Anschlussleitungen in überhitzte Absorberrbereiche zurückströmt und innerhalb von wenigen Sekunden verdampft wurde, ergaben. Der schnellste Druckanstieg der dabei beobachtet wurde hatte eine Amplitude von etwa 200 mbar und lief innerhalb einer Zeit von etwa 100 ms ab. Kurzzeitige höhere Druckstöße durch Dampfschläge konnten durch die hochfrequenten Messungen an den Testsystemen zweifelsfrei ausgeschlossen werden.

Mittels des ebenfalls in dieser Arbeit entwickelten Visualisierungstools **Dview** konnten innerhalb der Verdampfung mehrere unterschiedliche prinzipielle Abläufe identifiziert werden. Im Ergebnis konnte der Stillstandsvorgang dadurch in die folgenden fünf Phasen unterteilt werden:

- Flüssigkeitsausdehnung

- Flüssigkeitsentleerung aus dem Kollektor
- Sieden im Kollektor- Phase mit Sattdampf
- Sieden im Kollektor- Phase mit Sattdampf und überhitzten Dampf
- Wiederbefüllen des Kollektors

Die oben beschriebene Einteilung führte zu einem wesentlich besseren Verständnis der Dampftransportvorgänge, die generell in thermischen Solaranlagen während des *Stillstands* auftreten.

Die Erkenntnisse aus den Messungen wurden in einem vereinfachten Simulationsmodell in der am Fraunhofer ISE entwickelte Simulationsumgebung **ColSim** modelliert. Dabei wurde ein empirischer *Entleerungsfaktor* des Kollektors (bzw. Kollektorfeldes) eingeführt. Dieser berücksichtigt das Entleerungsverhalten des Kollektors aufgrund von Fluidverdrängung bei der ersten Verdampfung.

Das Simulationsmodell beschreibt die prinzipiellen Vorgänge während des *Stillstands* und spiegelt die gemessenen Temperaturverläufe in den Systemkomponenten sehr gut wieder. Im Druckverlauf ergaben sich wesentliche Unterschiede zu den Messungen, da in der Simulation mit den Stoffeigenschaften von reinem Wasser gerechnet wurde. In der Realität wird ein zeotropes Wärmeträgergemisch verwendet, das im wesentlichen aus Propylenglykol und Wasser besteht. Die Auswertung der experimentellen Daten ergab, dass es dadurch zu einer sogenannten *fraktionierten Destillation* kommt. Teile des Absorbers bleiben dadurch über den gesamten Stillstandszeitraum mit der hochsiedenden Fraktion gefüllt. Dieser Vorgang konnte auch anhand der gemessenen Temperaturverläufe festgestellt werden.

Abschließend wird auf die Vermeidung von Stillstandsproblemen eingegangen. Hier wird zwischen *eigensicheren* Konzepten und regelungstechnischen Konzepten zur Stillstandsvermeidung unterschieden. Es werden verschiedene auf dem Markt verfügbare *stillstandssichere* Systeme vorgestellt. Weiterhin werden unterschiedliche interne Kollektorverrohrungen und Kollektorfeldverschaltungen bezüglich ihres Stillstandsverhaltens dargestellt und Hinweise für eine stillstandsoptimierte Verschaltung gegeben. Als Ergebnis ist festzuhalten, dass dabei Systeme günstig sind, bei denen der Kollektor, bzw. das Kollektorfeld sich bei der ersten Verdampfung möglichst vollständig entleert.

Bezüglich der regelungstechnischen Stillstandsvermeidung wurden verschiedene Strategien simulationstechnisch untersucht und bewertet. Hier konnte gezeigt werden, dass sich der Stillstand in einem im Sommer überdimensionierten System mit Flachkollektoren durch eine geeignete Regelungsstrategie vermeiden lässt. Dazu wird eine Absenkung des Kollektorwirkungsgrades durch gezielt erhöhte Kollektorkreistemperaturen mit einer Nachtauskühlungsstrategie kombiniert. Ein vollständiges Verhindern von Stillstandssituationen durch regelungstechnische Maßnahmen ist jedoch nicht möglich.



# Inhaltsverzeichnis

Vorwort . . . . .	i
Zusammenfassung . . . . .	ii
Formelzeichen und Einheiten . . . . .	xvi
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1. Komponenten im Solarsystem . . . . .	3
2.1.1. Solarkollektoren . . . . .	3
2.1.1.1. Aufbau von Solarkollektoren . . . . .	4
2.1.1.2. Wirkungsgrad von Solarkollektoren . . . . .	6
2.1.2. Rohrleitungen . . . . .	8
2.1.2.1. Ausführungen von Rohrleitungen . . . . .	8
2.1.2.2. Rohrleitungsverluste . . . . .	9
2.1.3. Komponenten der Sicherheitsgruppe . . . . .	10
2.1.4. Membranausdehnungsgefäß (MAG) . . . . .	11
2.2. Grundlagen zum Stillstandsvorgang . . . . .	13
2.2.1. Definition Stillstand . . . . .	13
2.2.2. Abläufe während des Stillstandes . . . . .	13
2.2.3. Probleme aus Stillstandssituationen . . . . .	15
2.2.4. Position der Rückschlagklappe . . . . .	17
2.2.5. Alterung des Wärmeträgermediums . . . . .	18
2.3. Grundlagen der 2-Phasenströmung . . . . .	18
2.3.1. Erscheinungsformen der Zweiphasenströmung . . . . .	19
2.3.1.1. Strömungsformen bei adiabaten Systemen . . . . .	19
2.3.1.2. Strömungsformen bei nichtadiabaten Systemen . . . . .	21
2.3.2. Strömungsmodelle . . . . .	22

2.3.2.1.	Kenngrößen der Zweiphasenströmung . . . . .	22
2.3.2.2.	Homogenes Modell . . . . .	25
2.3.2.3.	Schlupfmodell . . . . .	27
2.3.3.	Berechnung des Druckverlustes . . . . .	28
2.3.3.1.	Einphasiger Druckverlust . . . . .	28
2.3.3.2.	Druckverlust bei Verdampfung . . . . .	30
2.3.4.	Strömungsformenkarten . . . . .	35
2.3.5.	Wärmeübergang bei der Verdampfung . . . . .	36
2.4.	Die Simulationsumgebung <b>ColSim</b> . . . . .	39
2.4.1.	Konzept . . . . .	40
2.4.2.	Energiefluss bei der Plug-Flow Modellierung . . . . .	41
2.4.3.	Fehleranalyse zur Simulationslaufzeit . . . . .	43
2.4.3.1.	Massenstrombilanzierung . . . . .	44
2.4.3.2.	Systemenergiebilanzierung . . . . .	45
2.4.3.3.	Kollektormodellierung in <b>ColSim</b> . . . . .	46
2.4.3.4.	Dynamisches Kollektormodell . . . . .	47
2.5.	Das Visualisierungstool <b>Dview</b> . . . . .	48
2.5.1.	Grundkonzeption von <b>Dview</b> . . . . .	48
2.5.2.	Funktionen in <b>Dview</b> . . . . .	49
2.5.3.	Ausblick . . . . .	50
<b>3.</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen</b>	<b>51</b>
3.1.	Beschreibung der untersuchten Testsysteme . . . . .	51
3.1.1.	SOLVIS Flachkollektorsystem . . . . .	52
3.1.2.	SONNENKRAFT VRK16 System . . . . .	54
3.1.3.	SOLVIS Luna VRK System . . . . .	55
3.1.4.	Testsysteme im Überblick . . . . .	57
3.2.	Beschreibung der verwendeten Messtechnik . . . . .	57
3.2.1.	Temperaturmessung, Hochtemperaturkalibrierung . . . . .	57
3.2.2.	Messsoftware zur ereignisgesteuerten Druckmessung . . . . .	58
<b>4.</b>	<b>Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen</b>	<b>61</b>
4.1.	Beschreibung der Stillstandsabläufe beim Solvis Flachkollektorsystem . . .	61
4.1.1.	Stillstandssituation nach Betrieb der Solarkreispumpe . . . . .	61

4.1.2. Wiederbefüllvorgang . . . . .	65
4.1.3. Stillstandssituation ohne Betrieb der Solarkreispumpe . . . . .	66
4.2. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Sonnenkraft VRK-System . . .	66
4.3. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Solvis LUNA VRK-System . .	69
4.4. Messkurven hochfrequenter Druckoszillationen . . . . .	70
4.5. Thermische Effekte der Verdampfungsvorgänge auf die Komponenten im Solarkreis . . . . .	72
4.5.1. Fraktionierte Destillation des Wärmeträgermediums . . . . .	73
4.5.2. Untersuchungen zur Fluidalterung . . . . .	75
4.6. Zweiphasenströmungen im Solarkollektor . . . . .	76
4.7. Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den Experimenten . . . . .	79
<b>5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme</b>	<b>81</b>
5.1. Vereinfachte Beschreibung des Stillstandsablaufs . . . . .	81
5.2. Abbildung der Stillstandsvorgänge in ColSim . . . . .	83
5.2.1. Beschreibung des Kollektormodells . . . . .	84
5.2.1.1. Modifiziertes Kollektormodell . . . . .	85
5.2.1.2. Fluidausdehnung bei ausgeschalteter Solarkreispumpe . .	85
5.2.1.3. Fluidverdrängung durch erste Verdampfung . . . . .	86
5.2.1.4. Verdampfung und Überhitzung im Absorber . . . . .	88
5.2.1.5. Wiederbefüllen des Kollektors . . . . .	89
5.2.2. Beschreibung des Rohrleitungsmodells . . . . .	89
5.2.3. Eigenschaften des MAG Modells . . . . .	91
5.2.3.1. Erweiterte Massenbilanzierung . . . . .	91
5.2.3.2. Systemdruckberechnung . . . . .	91
5.3. Weitergehende Kollektormodellierung . . . . .	92
5.3.1. Absorbermodell des VRK . . . . .	93
5.3.2. Sammelleitungen, Rohrleitungen . . . . .	95
5.4. Hydraulische Modellierung . . . . .	96
<b>6. Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen</b>	<b>97</b>
6.1. Darstellung der simulierten Stillstandsabläufe . . . . .	97
6.2. Vergleich mit Messungen am Solvis LUNA System . . . . .	99
6.3. Simulation von Temperatur und Druckoszillationen . . . . .	101

<b>7. Vermeidung von Stillstandsproblemen</b>	<b>103</b>
7.1. Eigensichere Systemkonzepte . . . . .	103
7.1.1. Drain Back System . . . . .	103
7.1.2. Optimierung der Kollektorfeldverschaltung . . . . .	104
7.1.2.1. Kollektorinterne Verrohrung . . . . .	105
7.1.2.2. Kollektorfeldverschaltungen . . . . .	106
7.1.3. Wärmeabfuhr durch gezielte Kondensation . . . . .	107
7.1.4. Heat-Pipe Kollektoren . . . . .	109
7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen . . . . .	110
7.2.1. Beschreibung der untersuchten Anlage . . . . .	110
7.2.2. Beschreibung der Messungen an der Anlage Bauer . . . . .	112
7.2.3. Parameteridentifikation in der Simulationsumgebung ColSim . . . . .	113
7.2.4. Beschreibung der Simulation zur Parameteridentifikation . . . . .	113
7.2.5. Ergebnisse der Parameteridentifikation . . . . .	115
7.2.6. Untersuchte Regelungsstrategien . . . . .	116
7.2.6.1. Case A (worst case) . . . . .	116
7.2.6.2. Case B (reference case) . . . . .	116
7.2.6.3. Case C (extreme nightflow case) . . . . .	117
7.2.6.4. Case D (nightflow case) . . . . .	117
7.2.6.5. Case E (efficiency control) . . . . .	117
7.2.7. Randbedingungen der Simulation . . . . .	117
7.2.7.1. Zeitraum der Simulation . . . . .	117
7.2.7.2. Allgemeine Randbedingungen . . . . .	117
7.2.8. Ergebnisse . . . . .	118
7.2.8.1. Stillstandshäufigkeiten . . . . .	118
7.2.8.2. Pumpenvolllaststunden . . . . .	119
7.2.8.3. Energieinhalt im Speicher . . . . .	120
7.2.8.4. Funktionsweise der Stillstandsvermeidungsstrategie . . . . .	122
7.2.8.5. Jahressimulation von <i>Case B</i> und <i>Case E</i> . . . . .	124
7.2.9. Zusammenfassung aus der Simulation zur Stillstandsvermeidung . . . . .	125
<b>8. Schlussbetrachtung und Ausblick</b>	<b>127</b>
<b>A. Messkurven aller Sensoren für die untersuchten Tage</b>	<b>133</b>

<b>B. ColSim -Parameter für die Stillstandssimulation</b>	<b>139</b>
<b>C. Entwickelter Parametersatz für die Simulationen zur Stillstandsvermeidung</b>	<b>141</b>

## *Inhaltsverzeichnis*

# Abbildungsverzeichnis

1.1. Prognostizierte Entwicklung des Anteils an <i>Kombisystemen</i> in Europa (aus [20]) . . . . .	1
1.2. Qualitativer Jahresverlauf von verbrauchter und solar erzeugter Energie bei einem <i>Kombisystem</i> . . . . .	2
2.1. Schema einer Solaranlage zur Brauchwassererwärmung (Abbildung aus Unterlagen der Firma Wagner Solar) . . . . .	4
2.2. Aufbau eines Flachkollektors (Quelle: unbekannt) . . . . .	5
2.3. Aufbau einer Vakuumröhre mit einer Sydneyröhre (aus <a href="http://www.consolar.de">www.consolar.de</a> ) . . . . .	5
2.4. Querschnitt durch ein sogenanntes Schnellmontagerohr . . . . .	9
2.5. Gemessene Verlustleistung in der Vorlaufleitung: für eine Rohrleitungslänge von 10.5 m. Es ergibt sich daraus ein $\frac{k \cdot A}{l}$ von $0.26 \frac{W}{mK}$ . . . . .	10
2.6. Funktionsprinzip eines Membranausdehnungsgefäßes (aus <a href="http://www.reflex.de">www.reflex.de</a> ) . . . . .	12
2.7. Verschiedene Anordnungen von Rückschlagklappe, Pumpe und MAG . . . . .	17
2.8. Strömungsformen in nicht beheizten vertikalen Rohren (nach [23]) . . . . .	19
2.9. Strömungsformen in nicht beheizten horizontalen Rohren (nach [23]) . . . . .	20
2.10. Strömungsformen, Wärmeübergangsbereiche und Verlauf der Wandtemperatur $t_w$ und der Fluidtemperatur $t_{fluid}$ bei der Verdampfung im senkrechten Rohr (nach [23]) . . . . .	21
2.11. Kontrollvolumen bei einer nichtadiabaten Zweiphasenströmung im geneigten Kanal (homogenes Modell) [23] . . . . .	26
2.12. Kontrollvolumen bei einer nichtadiabaten Zweiphasenströmung im geneigten Kanal (Schlupfmodell) [23] . . . . .	27
2.13. Komponenten des Druckverlustes bei Verdampfung in einem geneigten Rohr (nach [26]) . . . . .	31
2.14. Vergleich der Zweiphasenreibungsfaktoren über der Dampfqualität bei unterschiedlichen Modellen . . . . .	33
2.15. Diagramm zur Bestimmung der Strömungsform für adiabate Strömung im waagrechten (linkes Diagramm) und senkrechten (rechtes Diagramm) Rohr nach Baker (aus [33]) . . . . .	36

2.16. Schema der Strömungsformenkarte für ein senkrechtes Rohr im Simulationsprogramm <b>RELAP</b> . Schraffierte Flächen bedeuten Übergangsbereiche (aus [34]) . . . . .	37
2.17. Verzweigungskonventionen: Das hydraulische Netz wird während eines Simulationsschrittes, ausgehend von der Pumpe, gemäß den eingetragenen Ziffern, ausgeführt. Dabei wird eine Verzweigung am 'flow_diverter' solange verfolgt, bis ein Austrittsmassenstrom eines 'mixers' nicht mehr eindeutig bestimmt werden kann. . . . .	45
2.18. Elektrisches Ersatzschaltbild des Einknotenmodells (a) und des Zweiknotenmodells (b) . . . . .	47
2.19. Schema der Funktionsweise von <b>Dview</b> . . . . .	48
3.1. Schema des untersuchten Flachkollektorsystems . . . . .	52
3.2. Interne Rohrführung des Solvis F50 integral . . . . .	53
3.3. Schema des reduzierten Vakuumröhrenkollektorsystems . . . . .	54
3.4. Hydraulische Verschaltung des Sonnenkraft VRK16 . . . . .	55
3.5. Hydraulische Verschaltung der zwei Solvis Luna VRK . . . . .	56
3.6. Blick in den geöffneten Headerbereich eines SOLVIS Luna Kollektors . . .	56
3.7. Aufbau der Hochtemperaturkalibrierung . . . . .	58
3.8. Funktionsschema des Messprogramms zur hochfrequenten ereignisgesteuerten Druckmessung . . . . .	59
4.1. Globalstrahlung in Kollektorebene, Außentemperatur und gemessener Massenstrom am 11.09.99 . . . . .	61
4.2. Gemessene Temperaturen und Druck am Solvis F50 am 11.09.99 . . . . .	62
4.3. Ausschnittvergrößerung des markierten Bereiches von Abbildung 4.2 . . .	63
4.4. Effekte bei der Verdampfung im Solvis F50 Flachkollektor: a) Beginn der Verdampfung im unteren Bereich des Absorbers b) Verdrängung der darunterliegenden Flüssigkeitssäule durch den Kollektoraustritt ins MAG c) Nachlaufen von Flüssigkeit aus der darüberliegenden Flüssigkeitssäule. d) Gleichzeitig zu c) Gegenströmung von Dampf nach oben. Dampftransport zum Kollektoraustritt, Rekondensation in der nachgeschalteten Rohrleitung. e) Dampf steigt bis die höchsten Stelle des Absorbers und erreicht die kollektorinterne Steigleitung f) Dampf/Flüssigkeitstrennlinie wandert durch e) weiter nach unten und erreicht Kollektoreintrittsfühler. g) Rekondensation in der Steigleitung, dadurch Ansaugen von Fluid über den Kollektoraustritt -> impulsartige Verdampfungen im Bereich des Austrittes, Oszillieren der Flüssigkeitssäule . . . . .	65
4.5. Wiederbefüllen der Absorberrohre nach einer Verdampfungssituation . . .	66
4.6. Globalstrahlung in Kollektorebene und Außentemperatur am 31.07.00 . . .	66

4.7. Temperatur- und Druckverlauf im Sonnenkraft VRK am 31.07.00. I) Erwärmung des flüssigen Kollektorfluids; II) Verdrängung und Verdampfen; IV) Überhitzen . . . . .	67
4.8. Temperaturverlauf im Absorber in der Nähe des Kollektorein- und -austrittes in verschiedenen Höhen . . . . .	68
4.9. Globalstrahlung in Kollektorebene, Außentemperatur und Massenstrom am 13.08.00 . . . . .	69
4.10. Stillstandsabläufe beim Solvis LUNA System am 13.08.00. I) Erwärmung des flüssigen Kollektorfluids; II) Verdrängung und Verdampfen; IV) Überhitzen; V) Kondensation, Wiederbefüllen . . . . .	70
4.11. Messung von Druckoszillationen im Solvis LUNA System (rechter Kollektor).	71
4.12. Temperaturverlauf am 10.09.00 in den Rohrleitungen und MAG des Sonnenkraftsystems . . . . .	73
4.13. Häufigkeitsfeld der Temperaturen im Sonnenkraftsystem . . . . .	74
4.14. Vergleich der aus dem gemessenen Druck und der Temperatur am MAG ermittelten Volumenverhältnisse zwischen entleertem Volumen und Kollektorvolumen für die Testsysteme . . . . .	75
4.15. Abnahme der Reservealkalität bei den Testsystemen. . . . .	76
4.16. Volumeninhalt des MAG während der Verdampfungsphase im Solvis F50 Flachkollektor, sowie der Anteil des Dampfmassenstroms am Gesamtmassestrom $\dot{x}$ . . . . .	77
4.17. Regionen der Strömungsformen beim Solvis F50 Flachkollektor für verschiedene Dampfqualitäten am Austritt, berechnet nach <i>Danilowa</i> . . . . .	78
5.1. Vereinfachte Darstellung eines Solarsystems im Stillstand: (a) gut entleerer Kollektor, (b) schlecht entleerer Kollektor . . . . .	82
5.2. Das Vereinfachte Simulationssystem in der ColSim Eingabeoberfläche . . .	83
5.3. Flüssigkeitsausdehnung in den Volumenelementen (Knoten) des Kollektormodells . . . . .	86
5.4. Verdampfungsvorgang im Kollektormodell:(a)Verdampfung, (b) Überhitzung in Knoten 2 . . . . .	88
5.5. Nach Gleichung (5.41) Druckkennlinie des in den Solvis Systemen verwendeten Membranausdehnungsgefäßes . . . . .	92
5.6. Infrarotbilder zweier intern auf 90 °C erwärmter Vakuumröhrenkollektoren. Das linke Bild zeigt deutliche Wärmesenken im Bereich der Sammelleitungen (oben). Das rechte Bild zeigt, dass auch die einzelnen Vakuumröhren unterschiedliche Wärmeverluste aufweisen . . . . .	93
5.7. Interne Wärmeübertragungsvorgänge im Vakuumröhrenkollektor unter Verwendung des $6 \times n$ Knotenmodells . . . . .	94

## Abbildungsverzeichnis

5.8. Ankopplung der Headerrohrleitung an die Absorberrohrleitung bei einer seriellen Verschaltung der Absorberröhren . . . . .	95
6.1. Visualisierung der simulierten Phasenabläufe während des Stillstands: (a) Flüssigkeitsausdehnung, (b) Verdrängung, (c) Verdampfung, (d) Überhitzung	98
6.2. Vergleich der simulierten Absorberrtemperatur mit der am rechten Solvis LU-NA Kollektor (mitte/unten) gemessenen Absorberrtemperatur . . . . .	100
6.3. Vergleich des simulierten Drucks mit dem gemessenen Druck am MAG für das SOLVIS Luna System . . . . .	101
6.4. Vergleich des simulierten Drucks mit dem gemessenen Druck am MAG für das Sonnenkraft System . . . . .	102
7.1. Schemata verschiedener auf dem Markt befindlicher Drain-back Systemen (aus [18]) . . . . .	104
7.2. Gängige Varianten kollektorinterner Rohrführungen . . . . .	105
7.3. Beispiele für Kollektorfeldverschaltungen nach <i>Tichelmann</i> (a) günstiges Entleerungsverhalten, (b) ungünstiges Entleerungsverhalten, (c) verbessertes Entleerungsverhalten . . . . .	106
7.4. Wirkungsweise eines <i>Stagnationskühlers</i> in einem Solarsystem . . . . .	108
7.5. Simulierte Dampfleistung am Kollektoraustritt für ein Kollektorfeld mit 50 m <sup>2</sup> . Verwendete Kollektorparameter: $\eta_0 = 0.8$ ; $k_1 = 3.8$ W/K; $k_2 = 0.014$ W/K <sup>2</sup> ; Entleerungsfaktor $F = 0.5$ . . . . .	108
7.6. Funktionsprinzip eines Heat-Pipe Kollektors . . . . .	109
7.7. Anlage zur solaren Heizungsunterstützung der Familie Bauer . . . . .	110
7.8. Anlagenschema der Solaranlage Familie Bauer . . . . .	111
7.9. Ausgewählte Messdaten der Anlage Bauer im Zeitraum vom 29.06.2000 bis 03.07.2000 . . . . .	112
7.10. Simulationsschema der Anlage Bauer in ColSim . . . . .	114
7.11. Vergleich von Messung und Simulation am WT primärseitig (Solarkreis) . .	114
7.12. Vergleich von Messung und Simulation am WT sekundärseitig (Speicherkreis)	115
7.13. Leistungsübertragung am Wärmetauscher (gemessen nach oben, simuliert nach unten aufgetragen) . . . . .	115
7.14. Zusammenfassung der untersuchten Regelungsfälle . . . . .	118
7.15. Simulierte Stillstandsstunden (Dampf im Kollektor) . . . . .	119
7.16. Pumpenvolllaststunden der Solar-, Sekundärkreispumpe und der Pumpe zur Durchmischung des Speichers . . . . .	119
7.17. Energieinhalt um 6:00 Uhr morgens im Speicher (bezogen auf 0 °C) . . . .	120
7.18. Energieinhalt im Speicher um 6:00 Uhr morgens (bezogen auf 0 °C) für Fall C2 bis E . . . . .	121

7.19. Temperaturverläufe für den Referenzfall ( <i>Case B</i> ) am 01.06. . . . .	122
7.20. Temperaturverläufe für <i>Case C2</i> am 01.06. . . . .	122
7.21. Temperaturverläufe für <i>Case E</i> am 01.06. . . . .	123
7.22. Energieinhalt im Speicher um 6:00 morgens . . . . .	124
A.1. Tagespot Flachkollektorsystem am 11.09.99 . . . . .	136
A.2. Tagespot Solvis Luna-System . . . . .	137
A.3. Tagespot Sonnenkraft Röhrenkollektorsystem . . . . .	138
B.1. Parameter für die Simulation des Solvis Luna Systems . . . . .	139

## Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
<b>Lateinische Buchstaben</b>		
$A$	$m^2$	Fläche
$a$	$\frac{\Omega}{K}$	Pt100 Koeffizient
$B$	–	Volumenverhältnis
$b$	$\frac{\Omega}{K^2}$	Pt100 Koeffizient
$C$	$\frac{J}{K}$	Wärmekapazität
$c$	$\frac{J}{kgK}$	spezifische Wärmekapazität
$cp$	$\frac{J}{kgK}$	spezifische Kapazität
$d$	$m$	(Innen)durchmesser
$E$	–	Zähigkeitsverhältnis
$F$	–	Entleerungsfaktor (0...1)
$F$	$N$	Kraft
$F'$	–	Kollektorwirkungsgradfaktor
$Fr$	–	Froude-Zahl
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Fallbeschleunigung
$Ga$	–	Galilei-Zahl
$H$	$m$	Höhe
$h$	$s$	Simulationszeitschrittweite
$h$	$\frac{J}{kg}$	spezifische Enthalpie
$I$	$\frac{W}{m^2}$	Globalstrahlung
$i$	–	Nummer, Index
$inp$	–	Input, Eingang
$K$	$m$	Rauhigkeitswert
$k$	$\frac{W}{m^2K}$	spezifischer Wärmeverlustkoeffizient
$k$	–	Zeitschrittnummer
$k1$	$\frac{W}{m^2K}$	spezifischer lineare Wärmeverlustkoeffizient
$k2$	$\frac{W}{m^2K^2}$	spezifischer quadratischer Wärmeverlustkoeffizient
$L$	$m$	Rohrleitungslänge
$l$	$m$	Länge
$M$	$kg$	Masse
$\dot{M}$	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom

Fortsetzung nächste Seite ...

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$\dot{m}$	$\frac{kg}{m^3 s}$	Massenstromdichte
$N$	–	Nutzeffekt
$n$	–	Volumenausdehnungskoeffizient
$n$	–	Anzahl Knoten
$Nu$	–	Nusselt-Zahl
$out$	–	Output, Ausgang
$P$	$W$	Leistung
$p$	$Pa$	Druck
$Pr$	–	Prandtl-Zahl
$Q$	$J$	Energie
$\dot{Q}$	$W$	(Wärme)Leistung
$\dot{q}$	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte
$R$	$\Omega$	Elektrischer Widerstand
$R$	$\frac{m^2 K}{W}$	Wärmewiderstand
$r$	$m$	Krümmungsradius
$Re$	–	Reynolds-Zahl
$s$	$m$	Dicke
$\bar{T}$	$K$	mittlere Temperatur
$T$	$K$	Temperatur
$t$	$s$	Zeit
$U$	$m$	Umfang
$u$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
$V$	$m^3$	Volumen
$v$	$\frac{m^3}{kg}$	spezifisches Volumen
$\dot{V}$	$\frac{m^3}{s}$	Volumenstrom
$\dot{v}$	$\frac{m}{s}$	Volumenstromdichte
$w$	$\frac{m}{s}$	Leerrohrgeschwindigkeit
$We$	–	Weber-Zahl
$X$	–	Lockhart-Martinelli-Parameter
$x$	–	Gas/Dampfmassenanteil
$x$	$m$	Strecke
$\dot{x}$	–	Anteil des Gas/Dampfmassenstroms (Dampfqualität)

Fortsetzung nächste Seite ...

Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
<b>Griechische Buchstaben</b>		
$(\alpha\epsilon)$	—	effektives Absorptions-Emmissionsprodukt
$(\epsilon\tau)$	—	effektives Emmissions-Transmissionsprodukt
$(\tau\alpha)$	—	effektives Transmissions-Absorptionsprodukt
$\alpha$	—	Absorptionsgrad
$\alpha$	°	Krümmungswinkel
$\alpha$	$\frac{W}{m^2K}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\gamma$	°	Neigungswinkel
$\Delta$	—	Differenz
$\epsilon$	—	Emmissionsgrad
$\varepsilon$	—	erlaubter Bilanzfehler
$\varepsilon$	—	Gas/Dampfvolumenanteil
$\dot{\varepsilon}$	—	Anteil des Gas/Dampfvolumenstroms
$\eta$	—	Wirkungsgrad
$\eta$	$\frac{kg}{ms}$	dynamische Zähigkeit
$\eta_0$	—	Konversionsfaktor
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\lambda$	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\lambda$	—	Widerstandsbeiwert
$\nu$	$\frac{m^2}{s}$	kinematische Zähigkeit
$\pi$	—	3.141592654
$\rho$	—	Reflexionsgrad
$\rho$	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
$\dot{\rho}$	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte der Strömung
$\varrho$	—	Dichteverhältnis
$\sigma$	$\frac{W}{m^2K^4}$	$5.67050 \cdot 10^{-8}$ , Stefan-Boltzmann-Konstante
$\sigma$	$\frac{N}{m}$	Oberflächenspannung
$\tau$	—	Transmissionsgrad
$\tau$	$\frac{N}{m^2}$	Schubspannung
$\tau$	s	Ansprechzeit, Zeitkonstante
$\Phi$	—	Zweiphasenreibungsfaktor

## Indices

Index	Beschreibung
<i>I</i>	Bereich der Blasenströmung
<i>II</i>	Bereich der Wellenströmung
<i>III</i>	Bereich der Schichtenströmung
<i>IV</i>	Bereich der Wellen-Ringströmung
0	zu Beginn
1 <i>f</i>	Fluidknoten vom Absorberrohr 1
1 <i>w</i>	Wandknoten vom Absorberrohr 1
2 <i>f</i>	Fluidknoten vom Absorberrohr 2
2 <i>w</i>	Wandknoten vom Absorberrohr 2
3	Luftknoten in der Absorberröhre
4	Finnenknoten
N <sub>2</sub>	Stickstoff
<i>A</i>	bezogen auf Absorbertemperatur
<i>a</i>	außen
<i>a; abs</i>	Absorber
<i>amb</i>	Wärmestrahlerspektrum nahe Umgebungstemperatur
<i>ap</i>	Apertur
<i>B</i>	Beschleunigung
<i>B</i>	Blasensieden
<i>B</i> <sub>0</sub>	Beschleunigung über die Zeit
<i>B</i> <sub>1</sub>	Beschleunigung über den Weg
<i>c</i>	Abdeckung
<i>c</i>	Strömungsquerschnitt
<i>capacity, cap</i>	Kapazität
<i>coll</i>	Kollektor
<i>cond.</i>	konduktiv, kondensat
<i>conv.</i>	konvektiv
<i>D</i>	Dampf
<i>disp</i>	Verdrängung
<i>DO</i>	Filmverdampfungsgrenze
<i>dyn</i>	dynamisch

Fortsetzung nächste Seite ...

## Formelzeichen und Einheiten

<b>Index</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>e</i>	Ausdehnung
<i>evap</i>	Verdampfung
<i>exp</i>	Ausdehnung
<i>f; fluid</i>	Fluid (unabhängig vom Aggregatzustand)
<i>fin</i>	Finne
<i>G</i>	Gesamt
<i>g</i>	Gas, Dampf
<i>g, t</i>	global, geneigt
<i>gain</i>	Gewinne
<i>H</i>	hydrostatisch
<i>h</i>	homogen
<i>hv</i>	hydraulischer Durchmesser bei Verdampfung
<i>i</i>	Knotenindex
<i>i</i>	innen
<i>i</i>	Zweigindex
<i>i + 1</i>	index des folgenden Knotens
<i>in</i>	Eingang, Einstrahlung
<i>iso</i>	Isolierung
<i>j</i>	Plugindex 1:in 2:out
<i>j</i>	Phasenindex
<i>k</i>	Laufschrittindex
<i>Kr</i>	Krümmen
<i>kr</i>	kritisch
<i>l</i>	Flüssigkeit
<i>l</i>	longitudinal
<i>loss</i>	Verluste
<i>m</i>	gemittelte(r)
<i>mag</i>	Membranausdehnungsgefäß
<i>mem</i>	Membran
<i>n</i>	letzter Knoten
<i>node</i>	Knoten
<i>P; p</i>	isobar
<i>R</i>	Reibung

Fortsetzung nächste Seite ...

<b>Index</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>rad</i>	Wärmestrahlung
<i>ref</i>	Referenz
<i>refill</i>	Wiederbefüllung
<i>rel</i>	relativ
<i>sat; s</i>	gesättigt
<i>ss</i>	Sonnenspektrum
<i>sys</i>	System
<i>t</i>	Zeitbezogen
<i>t</i>	aktueller Zeitschritt
<i>t - 1</i>	vorheriger Zeitschritt
<i>V</i>	Vorlage
<i>V</i>	Bereich der Ringströmung
<i>v</i>	Dampf, Verdampfung
<i>W; wall</i>	Wand
$\omega$	transversal

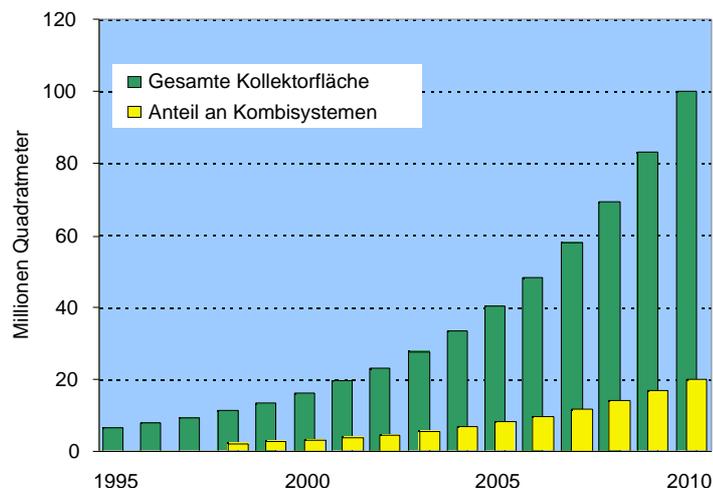
## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
ANSI	American National Standards Institute
C	Programmiersprache
CPC	Compound Parabolic Concentrator
FIFO	engl. First in First out, Stapelspeicher
IO	engl. Input-Output (Eingabe/Ausgabe)
MAG	Membranausdehnungsgefäß
P44	Handelsname Propylenglykol
RT	engl. Realtime (Echtzeitfähig)
VRK	Vakuumröhrenkollektor



# 1. Einleitung

Der Markt für solarthermische Anlagen zur Brauchwassererwärmung in Deutschland und Europa ist seit Jahren im stetigen Wachstum. Im Jahre 2001 wurden in Deutschland 100.000 Anlagen mit nahezu 1 Million Quadratmeter Fläche an Kollektoren installiert. Das entspricht gegenüber dem Vorjahr einem Wachstum von 45 %. Das Verhältnis von Anlagenanzahl zu installierter Fläche ergibt im Schnitt Systeme mit Kollektorflächen in der Größenordnung von 10 m<sup>2</sup>. Im Jahre 1999 lag die Durchschnittsfläche bei ca. 8 m<sup>2</sup>. Daraus lässt sich der Trend zu immer größeren Kollektorflächen ablesen, der in der Nutzung von Solarenergie zur Heizungsunterstützung mündet. In solchen sogenannten *Kombisystemen* (vergl. [19]) wird neben der Brauchwarmwasserbereitstellung auch eine teilweise Deckung des Raumwärmebedarfs angestrebt. In Deutschland besteht ein *Kombisystem* aus Kollektoren mit einer Flä-

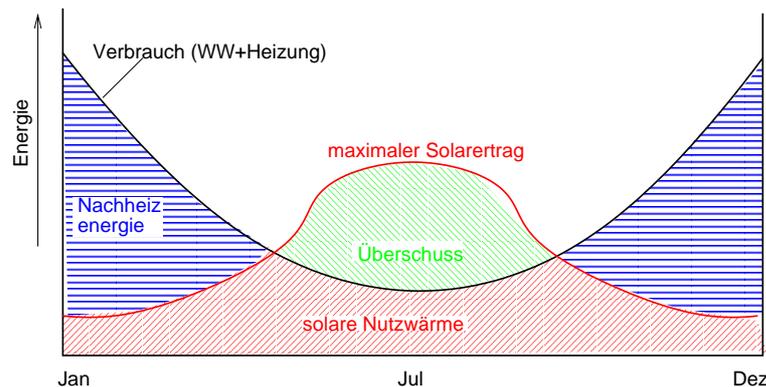


**Abbildung 1.1.:** Prognostizierte Entwicklung des Anteils an *Kombisystemen* in Europa (aus [20])

che von etwa 12-15 m<sup>2</sup> und einem Pufferspeicher von etwa 800-1000 l. In Österreich, der Schweiz und Schweden werden überwiegend größere Systeme mit Kollektorflächen von 15 - 30 m<sup>2</sup> und Speichervolumina von 1-3 m<sup>3</sup> installiert [20]. Daraus resultieren solare Deckungsanteile für die Heizenergie von 20-60 %. Abbildung 1.1 zeigt die bisherige und die von der EU-Kommission im *Weißbuch Erneuerbare Energien* angestrebte Entwicklung des flächenmäßigen Anteils an *Kombisystemen* an der gesamten installierten Kollektorfläche in Europa. Danach werden im Jahre 2010 etwa 20 Millionen Quadratmeter Kollektoren in Kombianlagen zur solaren Heizungsunterstützung installiert sein. Bei einer mittleren Fläche von etwa 15 m<sup>2</sup> entspräche das etwa 1.3 Millionen installierter Anlagen. Diese sollen genauso wie die Anlagen zur Brauchwassererwärmung innerhalb ihrer Lebensdauer problemlos

## 1. Einleitung

funktionieren und die aus der Solarenergie gewonnene Wärme bereitstellen. Für Anlagen zur solaren Heizungsunterstützung ergeben sich bei der Dimensionierung bezüglich des Verbrauchsprofils Unterschiede zu Anlagen zur reinen Brauchwasserwärmung. Addiert man den Heizenergieverbrauch zu dem Energieverbrauch für die Warmwasserbereitung ergeben sich stärkere Schwankungen dieses Gesamtenergieverbrauches über das Jahr. Ein *Kombisystem* mit solarem Deckungsanteil der Heizenergie von 20 - 40 % produziert somit im Sommer aufgrund von fehlender Heizlast Überschussenergie. In Abbildung 1.2 ist qualitativ der Energieverlauf eines so ausgelegten Systems dargestellt. Im Winter wird dabei



**Abbildung 1.2.:** Qualitativer Jahresverlauf von verbrauchter und solar erzeugter Energie bei einem *Kombisystem*

nur ein Teil der Last solar gedeckt, der Rest der nötigen Energie muss über die Nachheizung aufgebracht werden (blau schraffierte Fläche). Dafür wird schon in der Übergangszeit (Frühling und Herbst) der komplette Energieverbrauch solar bereitgestellt. Im Sommer tritt dagegen ein Überangebot an Solarenergie (grün schraffierte Fläche) auf. Im Gegensatz zu Solaranlagen zur Brauchwasserwärmung mit niedrigem Deckungsanteil ist dieses Überangebot an Solarenergie wesentlich größer. Dies führt in den Sommermonaten zu den in dieser Arbeit behandelten Stillstandssituationen.

Der sogenannte *Stillstand* bedeutet, dass dem Solarkollektor keine Nutzwärme entzogen wird, obwohl ein ausreichendes Strahlungsangebot vorherrscht. Der Grund des Stillstands ist in den überwiegenden Fällen die Abschaltung der Solarkreispumpe durch den Regler, nachdem im Solarspeicher die maximal erlaubte Temperatur erreicht wurde. Dieser Fall tritt z. B. dann häufig ein, wenn die Kollektorfläche des Systems, wie oben beschrieben, für die Last in den Sommermonaten überdimensioniert ist. Die kumulierte Stillstandsdauer kann in so dimensionierten Systemen mehrere 100 Stunden im Jahr betragen. Wesentlich seltener tritt der Stillstand durch einen technischen Defekt der Anlage oder durch Stromausfall auf. In allen Fällen muss das Solarsystem so konzipiert sein, dass aus einer Stillstandssituation keine Schäden an Komponenten entstehen. Es hat sich gezeigt, dass dies nicht bei allen Solaranlagen sichergestellt ist. Aus diesem Grund wurden die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen zum Stillstandsverhalten von Solaranlagen durchgeführt.

## 2. Grundlagen

Beim *Stillstand* im Solarsystem wird keine Energie aus dem Kollektor abtransportiert, obwohl ein ausreichendes Strahlungsangebot zur Verfügung steht. *Stillstand* soll dennoch keinen außergewöhnlichen Betriebszustand für das System darstellen, da er je nach Auslegung häufig auftreten kann. Im bisher ideal angenommenen Stillstandsablauf wird das Fluid mit Erreichen der Sattdampftemperatur sofort aus dem Kollektor in das Membranausdehnungsgefäß verdrängt. Die Untersuchungen in dieser Arbeit zeigen, dass dieser Vorgang in einem länger andauernden Verdampfungsprozess des Fluids abläuft, der sich in mehrere Phasen unterteilen lässt.

Im folgenden Kapitel sollen die Grundlagen zu den Stillstandsvorgängen dargestellt werden. Es wird auf die für die Betrachtung des Stillstands wichtigen Komponenten im Solarsystem eingegangen. Weiterhin werden die in dieser Arbeit identifizierten Abläufe des Stillstandsvorganges vorweggenommen, da in der Literatur der Vorgang des Stillstands bisher nicht behandelt wurde. Die für die Bestimmung der Strömungsformen wesentlichen Grundlagen der Zweiphasenströmung werden innerhalb des Kapitels vermittelt. Desweiteren wird die Funktionsweise der Simulationsumgebung **ColSim** beschrieben, mit der die Stillstandssimulationen in dieser Arbeit durchgeführt wurden. Abschließend wird das ebenfalls vom Autor innerhalb dieser Arbeit entwickelte Visualisierungstool **Dview** dargestellt.

### 2.1. Komponenten im Solarsystem

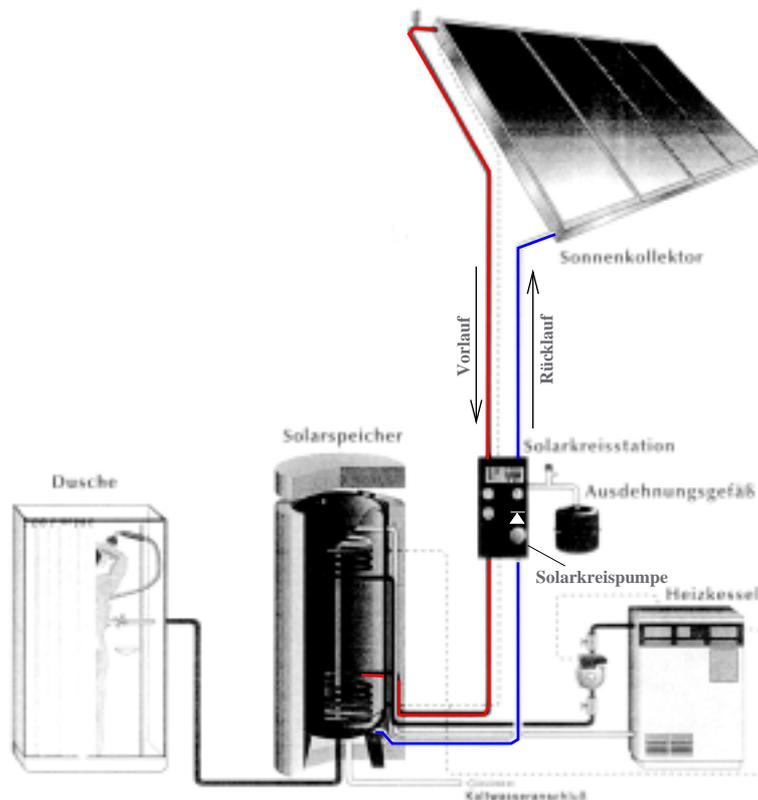
In Abbildung 2.1 ist ein vereinfachtes Schema einer Solaranlage zur Brauchwassererwärmung dargestellt. Auf die dort verwendeten Komponenten wird im Folgenden eingegangen.

#### 2.1.1. Solarkollektoren

Die sicherlich wichtigste Komponente in einem Solarsystem stellt der Kollektor dar. Ihm obliegt die Aufgabe, Solarstrahlungsenergie in thermische Energie umzuwandeln. Die Geschichte der Entwicklung des Solarkollektors reicht dabei bis in das Jahr 1767 zurück. In diesem Jahr wurde der erste Solarkollektor von dem schweizer Wissenschaftler *Horace de Saussure*<sup>1</sup> erfunden. Mit dieser Erfindung wurde die Möglichkeit geschaffen, die mit dem Kollektor gesammelte Energie gesteuert abzuführen und gezielt an den Ort des Verbrauchers zu leiten. Bei fehlender Nachfrage kann der Energietransport an den Verbraucher abgeschaltet werden. Von der ersten Erfindung des Kollektors bis zu den heute eingesetzten Produkten war eine Reihe von Entwicklungen nötig. Dabei wurden die Kollektoren hinsichtlich

<sup>1</sup>nach <http://library.thinkquest.org/17658/sol/solhistoryht.html?tqskip=1>

## 2. Grundlagen



**Abbildung 2.1.:** Schema einer Solaranlage zur Brauchwassererwärmung (Abbildung aus Unterlagen der Firma Wagner Solar)

Leistungsfähigkeit und Produktionskosten optimiert. Wesentliche Leistungsverbesserungen wurden durch die Verwendung von eisenarmen Gläsern und selektiven Beschichtungen [28] erzielt. Eine weitere Verbesserung in der Leistung brachte die Verwendung von evakuierten Glasröhren zur Isolation der Absorber von der Umgebung im Fall von Vakuumröhrenkollektoren.

### 2.1.1.1. Aufbau von Solarkollektoren

Bei der Erwärmung von Trinkwasser oder der solaren Heizungsunterstützung haben sich im wesentlichen zwei Kollektortypen etabliert<sup>2</sup>, deren Funktionsweise im folgenden kurz erläutert wird. In Abbildung 2.2 ist die Prinzipskizze eines üblichen Flachkollektors dargestellt. Bei diesem Kollektor besteht der Absorber aus parallel geschalteten Rohrleitungen (3.), die mit je einem Sammel- und einem Verteilerrohr (6.) verbunden sind. Üblicherweise sind auf den Absorberrohren dünne Kupferbleche, mittels Ultraschallschweißtechnik oder anderen Verbindungstechniken, angebracht. Diese haben im Allgemeinen eine Breite von etwa 10 - 15 cm und sind heute mit einer spektral selektiven Schicht (1.) versehen<sup>3</sup>. Eine opake Dämmung verringert die Wärmeverluste auf der Rückseite. Auf der Vorderseite verringert eine Glasscheibe die Verluste durch Konvektion und Strahlung, da Glas für Wärmestrahlung undurchlässig ist. Dabei wird sogenanntes *eisenarmes* Glas verwendet, das eine geringere

<sup>2</sup>abgesehen von ungedeckten Kollektoren zur Erwärmung von Schwimmbadwasser

<sup>3</sup>weitere Information zu selektiver Beschichtung in [28]

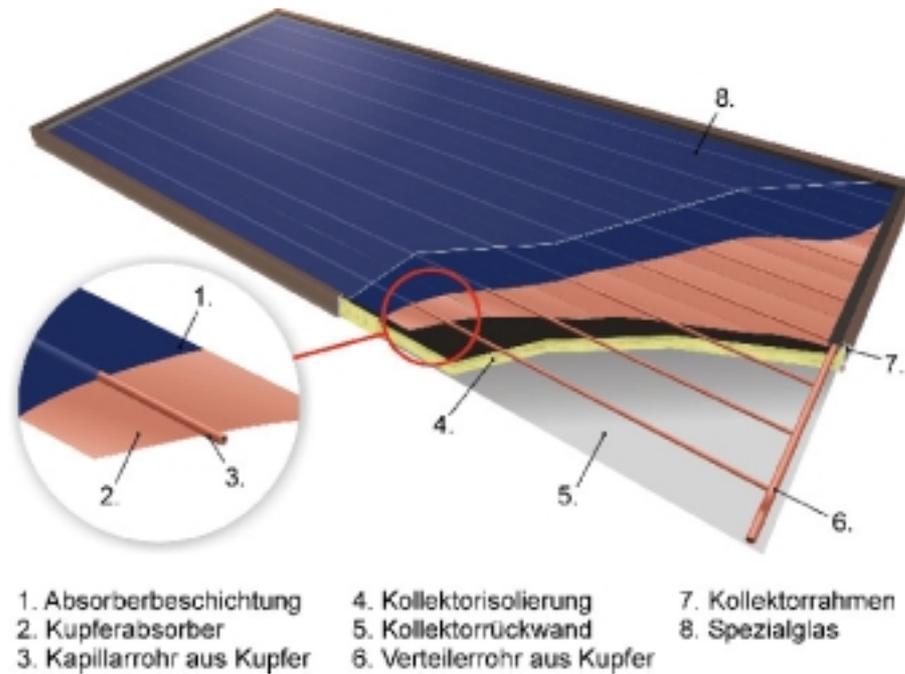


Abbildung 2.2.: Aufbau eines Flachkollektors (Quelle: unbekannt)

Absorption im Sonnenspektrum aufweist als Fensterglas<sup>4</sup>. Der Trend geht bei der Verglasung in der neueren Entwicklung einen Schritt weiter, da in Entwicklungsprojekten an kostengünstigen Antireflexbeschichtungen geforscht wird. Dadurch können die Verluste durch Reflexion an der Glasoberfläche verringert werden.

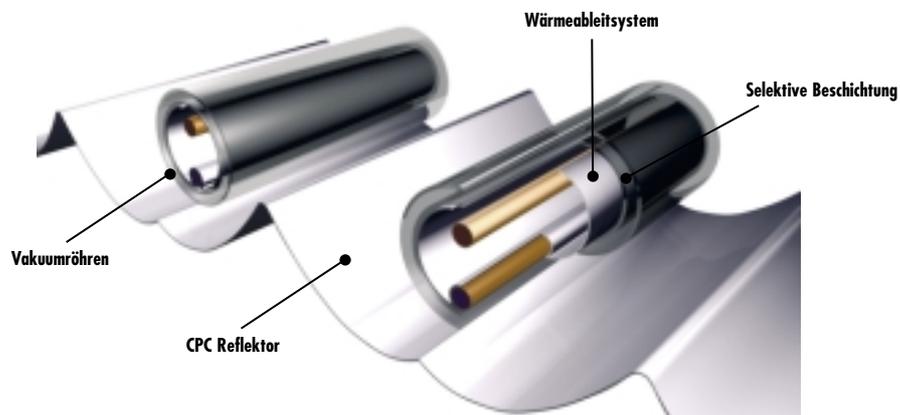


Abbildung 2.3.: Aufbau einer Vakuurröhre mit einer Sydneyröhre (aus [www.consolar.de](http://www.consolar.de))

Bei einem Vakuurröhrenkollektor (VRK) umgeht man die Probleme der konvektiven Verluste, indem man den Absorber durch ein Hochvakuum<sup>5</sup> von der Umgebung entkoppelt. Bei den ersten VRK wurde die gesamte Glasröhre, in der sich der Absorber befand, evakuiert, und die Anschlussrohrleitungen mittels Vakuumdurchführungen nach außen geleitet. Durch die hohen Temperaturschwankungen an den Anschlüssen war dies jedoch mit Problemen

<sup>4</sup>bei 4 mm Glasstärke 1.5 % Absorptionsverluste bei Solarglas gegenüber 7 % bei Fensterglas

<sup>5</sup> $p < 10^{-1}$  Pa

## 2. Grundlagen

verbunden. Die heute überwiegend eingesetzten VRK verwenden darum ein anderes Röhrenprinzip: *die Sydneyröhre*. Diese ist am ehesten mit einer Thermoskanne zu vergleichen und besteht aus zwei ineinandergesteckten, einseitig geschlossenen Glasröhren. Die innere Glasröhre ist auf der Außenseite mit einer selektiven Beschichtung versehen und wird am unteren Ende mit einer Klammer auf Distanz zur äußeren Glasröhre gehalten. Dieser Kollektortyp ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Im Spalt zwischen den beiden Glasröhren wird während des Produktionsprozesses ein Vakuum hergestellt. Anschließend werden die offenen Enden miteinander verschmolzen, sodass der Unterdruck im Spalt bestehen bleibt. In den entstanden inneren Leerraum wird die Absorberkonstruktion eingeführt. Diese besteht wie beim Flachkollektor aus einem Rohr mit angeschweißter dünner (Kupfer)finne. Letztere ist beim VRK entsprechend dem Innendurchmesser der Vakuumröhre gerundet. Dadurch liegt die Finne an der Glaswandung an und transportiert die zur inneren Glasrohroberfläche transportierte Energie an das Rohr. Im oberen Kollektorbereich werden die Rohrleitungen aus den einzelnen Röhren in Sammelleitungen zusammengefasst. Durch die zumeist unter den Röhren angebrachten CPC-Reflektoren kann der Abstand zwischen den Röhren vergrößert werden. Dadurch verringert sich die Anzahl der benötigten Röhren und es können Kosten eingespart werden.

Die in diesem Kapitel beschriebenen Untersuchungen werden an einem Flachkollektor und einem VRK des *Sydney* Typs durchgeführt.

### 2.1.1.2. Wirkungsgrad von Solarkollektoren

Fasst man die beispielsweise in [10] angegebenen Gewinn- und Verlustterme am Kollektor zusammen, bekommt man die allgemeine Beschreibung der Nutzleistung eines thermischen Solarkollektors *für den quasistationären Zustand*. Dabei gelten folgende vereinfachenden Annahmen:

- Die Himmelstemperatur entspricht der Umgebungslufttemperatur, der Himmel sei ein idealer schwarzer Strahler
- Homogene Temperaturverteilung über dem gesamten Absorber
- Homogene Temperaturverteilung über der gesamten Abdeckung
- Eindimensionale Wärmeleitung durch die Abdeckung und die Rückseite
- Verluste nach vorne sind auf die selbe Außentemperatur bezogen
- Die Koeffizienten der konvektiven Wärmeübertragung sind unabhängig von der Temperatur
- Die Produkte  $(\tau\alpha)_{ss}$ ,  $(\alpha\epsilon)$ ,  $(\alpha\tau)_{amb}$ ,  $(\epsilon\tau)$  sind effektive Werte und beschreiben den Durchschnitt des jeweils gültigen Bereichs im elektromagnetischen Spektrum und werden als konstant angenommen.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{use} = & \underbrace{A_{ap}(\tau\alpha)_{ss} \cdot I}_{\text{absorbierte Leistung}} + \underbrace{A_{ap} \cdot (\tau\alpha)_{amb} \sigma T_{amb}^4}_{\text{absorbierte Himmelsstrahlung}} + \underbrace{A_{ap}(\alpha\epsilon) \sigma T_c^4}_{\text{Strahlung Abdeckung}} \\
 & - \underbrace{A_{ap}(\epsilon\tau) \sigma T_{abs}^4}_{\text{Str. Abs.} \rightarrow \text{Himmel}} - \underbrace{A_{ap} \cdot k_{conv}(T_{abs} - T_{amb})}_{\text{Konvektive Verluste Vorderseite}} - \underbrace{A_{ap} \cdot \frac{\lambda}{s}(T_{abs} - T_{amb})}_{\text{Wärmeleitungsverluste}}
 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Dabei ist  $(\epsilon\tau)$  das effektive Emissions-Transmissionsprodukt des Absorbers und der Abdeckung bei der Absorbtemperatur  $T_{abs}$ . Dieses errechnet sich nach [10] mit:

$$(\epsilon\tau) = \frac{\epsilon_a \tau_c}{1 - \rho_c \rho_a} \Big|_{T_{abs}} \quad (2.2)$$

Desgleichen ist  $(\alpha\epsilon)$  das Absorptions-Emissionsprodukt der Abdeckung und des Absorbers:

$$(\alpha\epsilon) = \frac{\alpha_a \epsilon_c}{1 - \rho_c \rho_a} \Big|_{T_c} \quad (2.3)$$

Das Transmissions-Absorptionsprodukt der Abdeckung und des Absorbers im Sonnenspektrum  $(\tau\alpha)_{ss}$  ergibt sich nach [10] vereinfacht zu:

$$(\tau\alpha)_{ss} = \tau_c \alpha_a \cdot 1.01 \quad (2.4)$$

Die letzten beiden Terme in Gleichung (2.1) können zusammengefasst werden.

$$k_A = k_{conv} + \frac{\lambda}{s} \quad (2.5)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  des Kollektors entspricht dem Quotient der Nutzleistung  $\dot{Q}_{use}$  mit der auf die Aperturfläche eingestrahlt Leistung  $A_{ap} \cdot I$ :

$$\eta = (\tau\alpha)_{ss} + \frac{1}{I} [(\tau\alpha)_{amb} \sigma T_{amb}^4 + (\alpha\epsilon) \sigma T_c^4 - (\epsilon\tau) \sigma T_{abs}^4 - k_A (T_{abs} - T_{amb})] \quad (2.6)$$

Dies stellt die allgemeine Beschreibung des Wirkungsgrads für nichtkonzentrierende Kollektoren<sup>6</sup> dar. Nimmt man weiterhin an, dass die Abdeckung im gesamten Sonnenspektrum nicht absorbiert, d.h.:

$$\alpha_c(\lambda) = 0, \quad \text{für alle } \lambda \quad (2.7)$$

ergibt sich mit Kirchhoff'schen Gesetz ( $\alpha(\lambda) = \epsilon(\lambda)$ ):

$$(\alpha\epsilon) \sigma T_c^4 = 0 \quad (2.8)$$

Für die optischen Parameter ist die Temperaturunterschied zwischen Absorber und Umgebung so gering, dass man mit guter Näherung annehmen kann, dass der zweiten und vierten Term aus Gleichung (2.6) für den gleichen Wellenlängenbereich gelten.

$$(\tau\alpha)_{amb} \cong (\epsilon\tau) \Big|_{T_{abs}}, \quad \text{da } T_{amb} \cong T_{abs} \quad (2.9)$$

Damit vereinfacht sich Gleichung (2.6) zu:

<sup>6</sup>in erster Näherung auch gültig für CPC Kollektoren mit nur kleinen Konzentrationsfaktoren

## 2. Grundlagen

$$\eta = (\tau\alpha)_{ss} - \frac{1}{I} [(\epsilon\tau)\sigma(T_{abs}^4 - T_{amb}^4) + k_A(T_{abs} - T_{amb})] \quad (2.10)$$

Entwickelt man aus dem  $T_{abs}^4$  Term eine Taylorreihe ergibt sich am Ende<sup>7</sup> die vereinfachte Form der Kollektorwirkungsgradkennlinie mit:

$$\eta = (\tau\alpha)_{ss} - k_{abs} \frac{(T_{abs} - T_{amb})}{I} \quad (2.11)$$

mit:

$$k_{abs} = k1_A + k2_A(T_{abs} - T_{amb}) \quad (2.12)$$

$$k1_A = k_A + (\epsilon\tau)\sigma \cdot 4T_{amb}^3 \quad (2.13)$$

$$k2_A = (\epsilon\tau)\sigma \cdot 6T_{amb}^2 \quad (2.14)$$

$k1_A$  und  $k2_A$  stellen dabei die Verlustkoeffizienten bezogen auf die mittlere Absorbtemperatur dar und sind Konstanten, die aus Wirkungsgradmessung ermittelt werden können. Anstatt über der mittleren Absorbtemperatur wird der Wirkungsgrad bei Messungen über die mittlere Fluidtemperatur aus dem arithmetischen Mittel von Ein- und Austrittstemperaturen ermittelt. Die mittlere Fluidtemperatur ist niedriger als die mittlere Absorbtemperatur, da der Wärmeübergang vom Absorber auf das Fluid eine Temperaturdifferenz benötigt. Dies wird durch die Einführung des Kollektorwirkungsgradfaktors  $F'$  berücksichtigt. Damit ergibt sich anstelle der Gleichung (2.11):

$$\eta = F' \left[ (\tau\alpha)_{ss} - k_{abs} \frac{(\overline{T_f} - T_{amb})}{I} \right] \quad (2.15)$$

Der Kollektorwirkungsgradfaktor  $F'$  umschreibt die Güte der Wärmetransportvorgänge vom Absorber auf das Fluid. Er ist massgeblich durch den Wärmetransport über die Absorberfinne (vergl. Flügelwirkungsgrad  $F$  in [10]) und die Art der Anbringung der Finne an das Rohr (gelötet, geschweißt oder geklemmt) bestimmt. Auf  $F'$  wird nochmals in Abschnitt 2.4.3.3 eingegangen.

### 2.1.2. Rohrleitungen

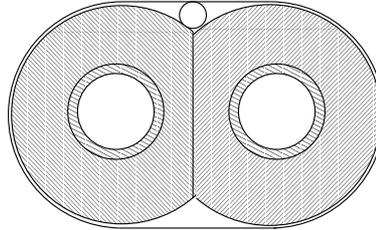
Neben dem Kollektor stellt die Rohrleitung während des Stillstandes eine wichtige Komponente dar, da sie in diesem Fall als Wärmesenke dient. Im Folgenden wird darum auf die Dimensionierung und Ausführung von Rohrleitungen in Solarsystemen eingegangen. Weiterhin werden Gleichungen zur Bestimmung von Wärmedurchgangskoeffizienten der Rohrleitung dargestellt. Diese werden mit Messungen, die innerhalb dieser Arbeit durchgeführt wurden, verglichen.

#### 2.1.2.1. Ausführungen von Rohrleitungen

Als Vor- und Rücklaufleitungen zum Kollektor werden üblicherweise isolierte Kupferleitungen verwendet. Häufig verwendetes Isoliermaterial ist Schaumstoff auf Basis synthetischen

<sup>7</sup>unter Vernachlässigung der Terme der Ordnung  $(T_{abs} - T_{amb})^3$  und größer.

Kautschuks (Elastomer). Bei hohen Temperaturbelastung werden mineralische Isolierstoffe (z.B. Glaswolle) eingesetzt. Um die Installationkosten der Solaranlage zu senken werden häufig sogenannte Schnellmontagerohre, wie in Abbildung 2.4 zu sehen, eingesetzt. Diese bestehen aus zwei isolierten flexiblen Kupferleitungen, die in einer Einheit zusammengefasst sind und sich in einer, gegen Alterung durch UV Strahlung beständigen, Ummantelung befinden.



**Abbildung 2.4.:** Querschnitt durch ein sogenanntes Schnellmontagerohr

Bei der Auslegung der Rohrdurchmesser wird versucht die maximale Fluidgeschwindigkeit unter etwa 1 m/s zu halten. Aufgrund der Reduzierung des Massenstroms durch das *Low-Flow* Konzept<sup>8</sup> kann der Rohrleitungsdurchmesser kleiner ausgelegt werden. Damit reduziert sich die Verlustfläche, und die Dicke der Isolation kann kleiner gewählt werden. Üblicherweise werden in *Low-Flow* Systemen und Kollektorfeldern bis 12 m<sup>2</sup> noch Rohrleitungsdurchmesser von 8.5 mm verwendet.

### 2.1.2.2. Rohrleitungsverluste

Für die Berechnung der Rohrleitungsverluste gilt der Wärmedurchgang durch eine mehrschichtige Rohrwandung (nach [27]) mit:

$$\frac{l}{k \cdot A} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{\alpha_a d_a} + \frac{1}{2\lambda_{iso}} \ln \frac{d_a}{d_i} \right] \quad (2.16)$$

Dabei wurde der Term der die Wärmeleitung durch die Kupferrohrwandung beschreibt vernachlässigt, da er durch die reziproke Addition in Gleichung (2.16) nahezu keinen Einfluss auf das Ergebnis hat. Für eine Rohrleitung mit 10 mm Außendurchmesser und einer Isolierungstärke von 13 mm ergibt sich ein spezifischer Wärmeverlust von<sup>9</sup>:

$$\frac{k \cdot A}{l} = 0.141 \quad \left[ \frac{W}{mK} \right] \quad (2.17)$$

Die Verlustleistung an der gesamten Rohrleitung mit der Rohrleitungslänge L berechnet sich somit zu:

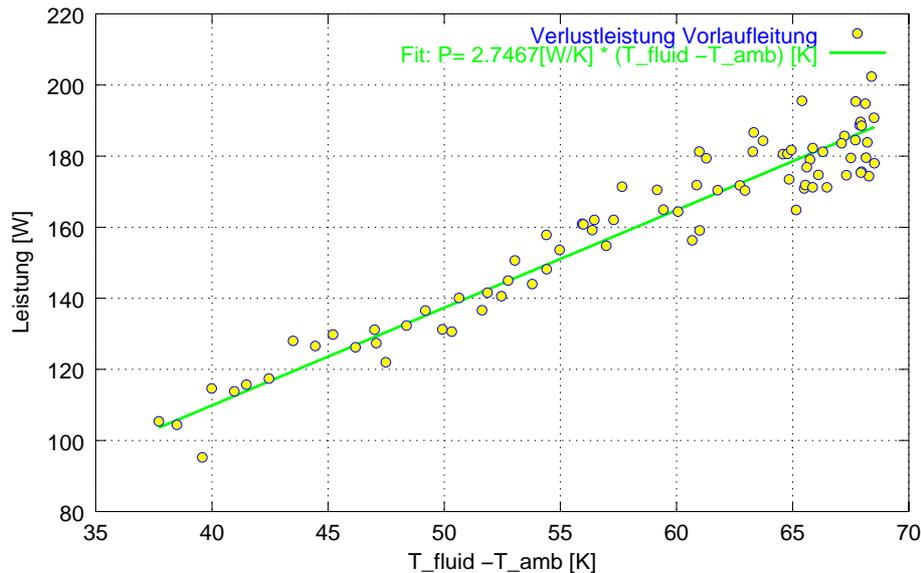
$$\dot{Q}_{loss} = \left( \frac{k \cdot A}{l} \right) \cdot L (\bar{T}_f - T_{amb}) \quad (2.18)$$

Für die oben beschriebene Rohrleitung wurden die innerhalb der Messung angefallenen Daten speziell ausgewertet und stationäre Betriebspunkte bei unterschiedlichen Temperaturen in der Rohrleitung herausgefiltert. Die Leistung wurde aus den Temperaturdifferenzen am

<sup>8</sup>spezifischer Massenstrom von  $< 15 \frac{kg}{h}$  pro m<sup>2</sup> Kollektorfläche

<sup>9</sup> $\alpha_i = 150 \frac{W}{m^2K}$ ,  $\alpha_a = 5 \frac{W}{m^2K}$ ,  $\lambda_{iso} = 0.04 \frac{W}{mK}$

## 2. Grundlagen



**Abbildung 2.5.:** Gemessene Verlustleistung in der Vorlaufleitung: für eine Rohrleitungslänge von 10.5 m. Es ergibt sich daraus ein  $\frac{k \cdot A}{l}$  von  $0.26 \frac{W}{mK}$

Rohrleitungsein- und -austritt sowie dem gemessenen Massstrom ermittelt. Wie in Abbildung 2.5 zu sehen, sind die so ermittelten Wärmeverlustkoeffizient der Rohrleitung mit  $0.26 \frac{W}{mK}$  fast doppelt so hoch wie der durch Gleichung (2.17) ermittelte. Für größere Solaranlagen kann man in der Realität noch von weitaus höheren Verlustkoeffizienten ausgehen, da hier oft an den Verbindungen und Anschlüssen der Kollektoren Wärmebrücken entstehen. Bei der in Kapitel 7.2.1 beschriebenen Anlage wurde beispielsweise ein spezifischer Wärmeverlustkoeffizient von 1 bis  $2 \frac{W}{mK}$  ermittelt.

### 2.1.3. Komponenten der Sicherheitsgruppe

Die DIN 4757 schreibt für den Solarkreislauf folgende Armaturen vor:

- Sicherheitsventile mit Ablaufleitung und Auffangbehälter
- Membranausdehnungsgefäß (MAG)
- Vorlaufthermometer
- Rücklaufthermometer (empfohlen)
- Manometer

Zusätzlich sind laut DIN 4757 für den sicheren Betrieb und die Inbetriebnahme empfehlenswert:

- Schwerkraftbremse (Rückschlagventil)
- Durchflussmesser zur visuellen Kontrolle des Durchflusses

Die Schwerkraftbremse verhindert Zirkulationen entgegen der Fließrichtung, falls die Pumpe nicht im Betrieb ist und der Kollektor kälter als das Speichermedium ist. Ohne Schwerkraftbremse würde aufgrund des Dichteunterschiedes kaltes Kollektormedium über den Rücklauf zum Wärmetauscher fließen, sich dort erwärmen und die Wärme zum Kollektor transportieren. Auf diese Weise könnte sich über Nacht der untere Speicherbereich stark abkühlen. Im Anlagenschema Abbildung 2.1 liegen alle Armaturen im niedrigsten Temperaturbereich des Kreislaufes, dem Solarrücklauf. Damit wird auch bei hoher Speichertemperatur und hoher Einstrahlung erreicht, dass keine Überhitzung von Pumpe, Sicherheitsventil und MAG usw. stattfindet. Interessant ist die Anordnung von Sicherheitsventil, MAG und Schwerkraftbremse zueinander. Sie hat wesentlichen Einfluss auf das Stillstandsverhalten der Anlage (siehe Abschnitt 2.2.4). Die DIN 4757 fordert eine Ausdehnungsleitung zwischen Kollektor(en) und MAG mit mindestens 15 mm Durchmesser, eine ausreichende Sicherung gegen unbeabsichtigtes Schließen, sowie eine unabspernbare Sicherheitsleitung zwischen Kollektoren und Sicherheitsventil. Um beide Forderungen zu erfüllen wird meistens eine Anordnung wie in Abbildung 2.1 dargestellt ausgeführt.

### 2.1.4. Membranausdehnungsgefäß (MAG)

Abbildung 2.6 zeigt einen Schnitt durch Membranausdehnungsgefäß, das in der Solartechnik meist verwendet wird. Allerdings ist es in dieser Abbildung in der für den Stillstand ungünstigen Anordnung mit dem Gasraum nach oben dargestellt. Im Fall von eindringender heißer Flüssigkeit in das MAG würde die Membran durch das Aufsteigen der Flüssigkeit mit wesentlich höherer Temperatur belastet werden.

Durch die kompressible Gasfüllung (zumeist Stickstoff) auf der oberen Seite der Membran wird ein übermäßiger Druckanstieg im System vermieden. Da beim geschlossenen MAG das Ausgleichsvolumen begrenzt ist, muss das Behältervolumen des Ausgleichgefäßes korrekt auf das System ausgelegt werden. Dabei muss das MAG drei Funktionen erfüllen:

1. Die Flüssigkeitsaufnahme infolge Wärmeausdehnung im Solarkreis
2. Die Flüssigkeitsaufnahme infolge Dampfbildung im Kollektor
3. Aufnahme der Flüssigkeitsvorlage

Die Flüssigkeitsaufnahme durch die Wärmeausdehnung wird überschlägig mit:

$$V_e = V_G \cdot n$$

mit:

$V_e$  [l]: Ausdehnungsvolumen

$V_G$  [l]: Gesamtwärmeträgerinhalt der Anlage

$n$  [-]: Volumenausdehnungskoeffizient,  $n \approx 0.9$ , bei Frostschutzgemisch mit  $\Delta T = 120^\circ\text{C}$

ermittelt.

Für das aufzunehmende Volumen aufgrund von Dampfbildung im Kollektor wird ein Aufschlag von 10 % angenommen:

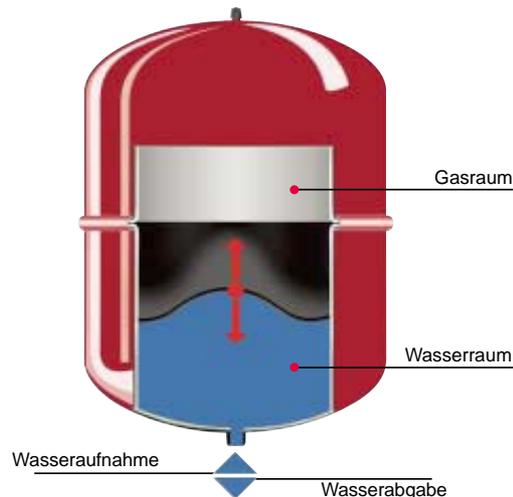
$$V_D = V_A \cdot 1.1$$

mit:

$V_D$  [l]: Dampfvolumen

$V_A$  [l]: Absorbervolumen

## 2. Grundlagen



**Abbildung 2.6.:** Funktionsprinzip eines Membranausdehnungsgefäßes (aus [www.reflex.de](http://www.reflex.de))

Als Flüssigkeitsvorlage wird (nach [31]) 1 % des Gesamtanlagenvolumens angenommen:

$$V_V = V_G \cdot 0.01$$

Damit ergibt sich das minimale Behältervolumen zu:

$$V_N > \frac{V_V + V_e + V_D}{N} = \frac{V_G \cdot 0.1 + V_A \cdot 1.1}{N}$$

mit dem Nutzeffekt:

$$N = \frac{p_e - p_0}{p_e + 1}$$

und:

$p_e$  [bar]:Anlagenenddruck (Sicherheitsventil-Schließdruck=Ansprechdruck-20%)

$p_0$  [bar]:Gefäßvordruck

Dabei ist der Druck als Überdruck einzusetzen. Der Nutzeffekt sollte ca. 50 % nicht überschreiten, da sonst eventuell die Gefäßmembran überdehnt wird (z.B. Sicherheitsventil 4 bar, Vordruck 1,3 bar -> Nutzeffekt 45%). Der Vordruck muss bei größeren Anlagenhöhen auf die statische Anlagenhöhe erhöht werden (z.B.  $H = 20$  m,  $p_0 = 2$  bar).

Für Anlagen mit geringen Deckungsanteil treten selbst im Sommer keine Stillstandssituationen auf<sup>10</sup>. Hier wird bei großen Anlagen auf die Auslegung des MAG für den Stillstandsfall verzichtet. Dabei wird zur Bemessung des Ausdehnungsgefäßes lediglich die Volumenvergrößerung des Wärmeträgers im flüssigen Zustand herangezogen. Eventuelle Verdampfungen im Kollektor bei so ausgelegten Systemen (durch z. B. Stromausfall) führen zur Entleerung über das Sicherheitsventil und stellen einen Ausnahmezustand dar, nach dem die Anlage neu in Betrieb genommen werden muss.

<sup>10</sup>die von der Sonne bereitgestellte Energie wird zu jedem Zeitpunkt verbraucht

## 2.2. Grundlagen zum Stillstandsvorgang

In diesem Abschnitt sollen die Grundlagen zu den Abläufen beim Stillstand in einer Solaranlage dargestellt werden. Zu diesem Thema existierten bis zum Entstehen der vorliegenden Arbeit keine Publikationen zu den Grundlagen des Stillstandsablaufes. Aus diesem Grund werden an dieser Stelle die wesentlichen generellen Erkenntnisse aus den Beobachtungen des Stillstandes in Kapitel 4 vorweggenommen. Es wird weiterhin auf die Probleme, die aufgrund von Stillstandssituationen auftreten, eingegangen und deren Ursachen erörtert. Abschließend wird auf die Auswirkungen der Anordnung der Systemkomponenten wie MAG und Rückschlagventil eingegangen.

### 2.2.1. Definition Stillstand

Als *Stillstand* einer Solaranlage gilt der Zustand, in dem im Solarkreis keine erzwungene Zirkulation mehr stattfindet und damit dem Absorber keine Wärme entzogen wird. Stillstand tritt auf, wenn einerseits keine Wärmeabfuhr mehr erfolgen kann, da der Speicher seine Maximaltemperatur erreicht hat und deshalb die Regelung die Pumpe abschalten muss, oder andererseits die Pumpe oder die Regelung ausfallen. Der erste Fall kann durch zusätzliche Wärmeabfuhr oder durch eine optimierte Regelung (siehe Kapitel 7) verhindert werden. Bei Pumpen oder Reglerausfall (z.B. durch Stromausfall oder defekten Fühler) kann bei den zwangsdurchströmten Systemen der Stillstand so allerdings nicht vermieden werden. Generell ist der Stillstand bei heutigen effizienten Kollektoren mit Verdampfung des Mediums im Absorber verbunden. Die Erkenntnisse aus den Messungen der Verdampfungsvorgänge und die Abläufe während einer Stillstandssituation mit Verdampfung werden im Folgenden dargestellt.

### 2.2.2. Abläufe während des Stillstandes

Aus den bei Messungen des Stillstandsvorgangs gewonnen Erkenntnissen lassen sich die Abläufe während des Stillstands in 5 Phasen unterteilen [29]:

- **Phase 1:** Flüssigkeitsausdehnung

Nach Abschalten der Kollektorkreispumpe aus dem normalen Betriebszustand heraus, steigen die Kollektortemperaturen rasch gleichmäßig an, bis im oberen Bereich des Kollektors an einer Stelle eines Absorberstreifens der Verdampfungsvorgang beginnt. Bis hierher ist der Anstieg des Systemdrucks nur sehr gering und entspricht der Volumenausdehnung der Flüssigkeit im System.

- **Phase 2:** Leerschieben des Kollektors

Die Verdampfung beginnt bei einer Siedetemperatur, die sich aus dem lokal an dieser Stelle des Kollektors herrschenden Druck ergibt. Da zu diesem Zeitpunkt (direkt nach Beendigung des Normalbetriebszustandes) der Systemdruck noch niedrig ist, ist auch die Siedetemperatur niedriger als im weiteren Verlauf des Anlagenstillstands. Eine kleine Menge Medium verdampft und schiebt einen größeren Teil des flüssigen

## 2. Grundlagen

Kollektorinhalts aus dem Absorber, solange, bis schließlich auch die Vor- und Rücklaufleitungen mit Sattdampf gefüllt sind. Dadurch ergibt sich ein relativ rascher Druckanstieg, da große Mengen Flüssigkeit in das Ausdehnungsgefäß geschoben werden. Der Systemdruck steigt in dieser Phase rasch an. Dadurch steigt die Siedetemperatur im System. Die Dauer dieser Phase beträgt nur einige Minuten.

Die Temperaturen der Vor- und Rücklaufleitungen im Technikraum und der Zulaufleitung zum Ausdehnungsgefäß sind zuerst niedrig (nach Pumpenstillstand abgekühlt) und steigen später durch das Einschleiben des heißen Kollektorinhalts an. Dabei erreichen sie jedoch aufgrund der Abkühlverluste in den Leitungen nicht die ursprünglich hohen Kollektortemperaturen. Sind diese Leitungen kurz und haben niedrige Abkühlverluste, so kann es zu hohen Temperaturbelastungen am Ausdehnungsgefäß und an anderen Systemkomponenten kommen, insbesondere wenn bei hoch gewähltem Systemdruck das Verdampfen erst bei höheren Temperaturen beginnt. Lange und ungedämmte Leitungen zum Ausdehnungsgefäß senken dessen Temperaturbelastung deutlich. Ebenso kann eine hängende Anbringung des MAG (Gasseite nach unten) die Überhitzung der Gefäßmembran verhindern.

- **Phase 3:** Sieden im Kollektor - Phase mit Sattdampf

Dies ist eine Phase mit verlangsamttem Druckanstieg. Ein kleinerer, jedoch nicht unbedeutender Teil des Kollektorinhalts ist in den Absorber- und Sammelrohren noch in flüssiger Form vorhanden. In dieser Phase wird an allen Stellen am Absorber entweder flüssiges Medium, oder Sattdampf im thermischen Gleichgewicht mit der Flüssigkeit beobachtet. Die Vor- und Rücklaufleitungen werden zunehmend nach unten in Richtung Membranausdehnungsgefäß mit etwa gleichem Flüssigkeitsniveau leergedrückt (kommunizierende Gefäße) und der Wärmetauscher kann vom Dampf erreicht werden. Dies kann auch auf der Sekundärseite des Wärmetauschers zur Dampfbildung führen. Der Anlagendruck erreicht seinen Maximalwert, woraus auch die höchste Siedetemperatur resultiert.

Die abgeführte Leistung ergibt sich aus dem Kollektorwirkungsgrad bei hohen Temperaturen, unter Berücksichtigung der in den Rohren und der Finne gespeicherten Energie. Nach dem Prinzip des Wärmerohres wird hierbei sehr effektiv Energie bei nahezu konstanter Temperatur von der Wärmequelle bis zu allen Wärmesenken transportiert, wobei hier der Dampf wieder kondensiert und als Flüssigkeit nach unten abläuft. Die Temperaturunterschiede zwischen Wärmequelle (Kollektor) und Wärmesenke (z. B. Wärmetauscher) sind dabei niedrig (Größenordnung wenige K), da nur geringe Druckunterschiede (Strömungsdruckverluste des Dampfes) bestehen. Es sind jedoch auch Konzentrationsunterschiede im System Wasser-Glykol zu beachten (fraktionierte Destillation). Die maximale Temperaturbelastung der vom Dampf erreichten Anlagenkomponenten hängt somit über die Sattdampf Temperatur vom maximalen Anlagendruck ab.

Am Beginn dieser Phase können die Temperaturen der Vor- und Rücklaufleitungen im Technikraum und der Zulaufleitung zum Ausdehnungsgefäß sinken, da der Dampfbereich sich jetzt wesentlich langsamer vergrößert, und die mit Flüssigkeit gefüllten Leitungen abkühlen. Zu einem sprunghaften Temperaturanstieg bis zur Siedetemperatur kommt es erst, wenn Dampf an diesen Stellen auftritt.

- **Phase 4:** Sieden im Kollektor - Phase mit Sattdampf und überhitztem Dampf

Im oberen Kollektorbereich beginnt die Flüssigkeit vollständig zu verdampfen. Diese

Bereiche überhitzen und die Absorbtemperatur steigt. Dadurch sinkt der Kollektorwirkungsgrad weiter und die mit Dampf abzutransportierende Energiemenge sinkt, weil weniger Energie in die von Dampf gefüllten Anlagenbereiche transportiert wird, so dass auch die 'Verlustfläche' der Anlage sinken kann. Das Dampfvolumen sinkt auch bei gleichbleibender solarer Einstrahlung rasch. Der Anlagendruck sinkt (und damit auch die Sattdampf Temperatur), und Flüssigkeit wird aus dem Ausdehnungsgefäß langsam in die Rücklaufleitung geschoben. Die Rückschlagklappe verhindert letzteres (bei einer Verschaltung nach Abbildung 2.7 B) vorlaufseitig. Mit größer werdenden Überhitzungsbereichen im Kollektor sinkt der Anlagendruck weiter und das Flüssigkeitsniveau des Rücklaufes erreicht den Kollektorzulauf. Auch der Vorlauf füllt sich langsam durch Kondensat.

Die Überhitzungsphase kann an wolkenlosen Tagen einige Stunden dauern und endet durch sinkende Einstrahlung.

- **Phase 5:** Wiederbefüllen des Kollektors

Über die Rücklaufleitung wird der Kollektor wiederbefüllt, wobei hier die Temperaturen rasch absinken. Das MAG drückt dabei die Flüssigkeit zurück in den Kollektor. Je nach Position der Rückschlagklappe geschieht das über die Vor- und Rücklaufleitung, oder nur über die Rücklaufleitung (vergl. Abschnitt 2.2.4). Im letzten Fall wird die Vorlaufleitung zeitlich verzögert über den Kollektor befüllt.

### 2.2.3. Probleme aus Stillstandssituationen

Im Zuge der mit immer größeren Absorberflächen ausgelegten Solarsystemen zur Heizungsunterstützung und aufgrund des Einsatzes verbesserter Kollektoren wurden in der Vergangenheit vermehrt Ausfälle von Pumpen, MAG und Wärmetauschern festgestellt. Der Zusammenhang mit dem Stillstand wurde durch das häufig ansprechende Sicherheitsventil und von Nutzern in dieser Phase häufig beobachteten hohen Temperaturen am Vorlaufthermometer im Keller hergestellt.

Durch die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen zum Stillstandsverhalten von Solarsystemen konnten drei Hauptursachen für Fehlfunktionen und daraus resultierenden Schäden an Komponenten in thermischen Solarsystemen aufgrund von Stillstandssituationen festgestellt werden:

- Ungünstige interne Kollektorverrohrung, schlechtes Entleerungsverhalten bei der ersten Verdampfung
- Ungünstige Rohrführung von Kollektor Vor- und Rücklaufleitungen
- Auslegung des Membranausdehnungsgefäßes und dessen Platzierung im System

Die ungünstige Kollektorverrohrung verursacht, dass ein nicht unbeachtlicher Teil an Flüssigkeit nach der Verdrängungsphase im Kollektor zurückbleibt. Daraus entstehen zweierlei Probleme. Zum ersten wird dadurch über einen langen Zeitraum Flüssigkeit aus dem Kollektor in die angeschlossenen Rohrleitungen verdampft. Dort kondensiert es unter Energieabgabe wieder zu Flüssigkeit. Je nach Verhältnis von Dampfleistung ( $\cong$  Kollektorfläche) und Rohrleitungsverlusten ( $\cong$  Rohrleitungslänge  $\cdot$  Wärmedurchgangskoeffizient) kann die Flüssigkeits-Dampf Grenze dabei weit in die Rohrleitung vordringen und im Problemfall

## 2. Grundlagen

die temperaturempfindlichen Komponenten wie Pumpe MAG und Wärmeübertrager erreichen. Dies hat nicht selten die Zerstörung der betreffenden Komponenten zur Folge. Es wird berichtet, dass häufige Fehlfunktionen der Systeme in diesen Fällen durch das Verkalken des Wärmetauschers auf der Pufferwasserseite, oder Überhitzung der Membran des Ausdehnungsgefäßes entstanden. Auch die Pumpenhersteller beschäftigen sich mit dieser Problematik (vergl. [30]), da gerade im Solarbereich an permanent magnetischen, elektrisch kommutierenden und effektiveren Pumpen geforscht wird. Die verwendeten Permanentmagnete dieser Pumpen bergen jedoch die Gefahr, dass sie bei hohen Temperaturen (ca. 150°C) beginnen, entmagnetisiert zu werden. Eine Erhöhung der Temperaturfestigkeit (bisher zumeist mit 90°C angegeben) bei Pumpe, Wärmetauscher und MAG würde zu einer wesentlichen Verteuerung der Systeme führen. Ein zweites Problem, das durch die Restflüssigkeit im Kollektor entsteht, ist die Belastung des Wärmeträgermediums. Dies hat insbesondere Konsequenzen bei der Verwendung von Vakuumröhrenkollektoren. Von der Restflüssigkeit im Kollektor verdampft zuerst der niedrigsiedende Bestandteil, der Wasseranteil. In den Absorberrohren konzentriert sich der zweite Bestandteil, das Propylenglykol, auf. Dabei kann es vorkommen, dass die Restfraktion bei nahezu 300 °C thermisch degradiert wird (vergl. [6]). Bei Vorhandensein von Sauerstoff kann es auch zur Pyrolyse kommen, wobei sich feste Ablagerungen an den Absorberrohren bilden können. Es wurden Fälle beobachtet ([21]), in denen diese Bestandteile zu Verblockungen der dünnen Absorberrohre führte. In diesen Fällen ist auch eine beschleunigte Alterung durch oxidative Degradation des Wärmeträgermediums zu beobachten (vergl. Abschnitt 4.5.2).

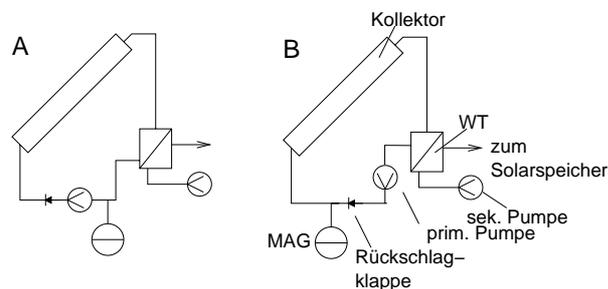
Die ungünstige Rohrführung in den Kollektoren bzw. in den dem Kollektor vor- und nachgeschalteten Rohrleitungen kann zu Druckoszillationen im System führen. Diese treten, bedingt durch Kondensations- oder Verdampfungsschläge, in den Rohrleitungen auf. In Extremfällen können dann die Dampfschläge zu lauten akustischen Schlägen führen. In einer Fragebogenaktion ([25]) wurde dieser Fall in 5 von etwa 100 Anlagen berichtet. Genauso wie bei der kollektorinternen Verrohrung wirkten sich bei den Zu- und Ableitungen des Kollektorfeldes eine abwechselnd steigend und fallende Rohrführung negativ aus, da hier häufiger eine Grenzfläche zwischen Dampf und Flüssigkeit gegeben ist. In den Senken der Verrohrung sammelt sich zumeist Flüssigkeit, die durch eine Kombination aus Verdrängung und Verdampfung zum Schwingen angeregt werden kann. Dabei werden Regionen, die kurz zuvor noch mit unterkühlter Flüssigkeit gefüllt waren, durch Dampf verdrängt (z.B. in Richtung MAG). Die Verdampfungsenthalpie des Dampfes reicht jedoch nicht aus, um dieses unterkühlte Rohrstück auf Sattdampf Temperatur zu erwärmen. Dadurch fällt der Dampf in sich zusammen, es kann dabei zu Kavitation und starker Geräuschbildung kommen. Technisch interessant wird die Fragestellung von Oszillationen in Solarsystemen bei thermischen Großanlagen von mehreren 1000 m<sup>2</sup>. Hier wurde berichtet [43], dass Pulsationen zum Brechen von kollektorinternen Berstscheiben geführt haben könnten. Hier ist jedoch nicht auszuschließen, dass der Durchmesser der Rohrleitung zum MAG zu klein ausgelegt worden ist, sodass in der Verdrängungsphase des Kollektorfeldes ein zu hoher Systemdruck auftrat. Messungen an Anlagen dieser Größenordnung stehen jedoch noch aus, sodass hier keine genauere Ursache der Fehlfunktion benannt werden kann.

Bei den eigenen Untersuchungen an den Testsystemen (vergl. Abschnitt 3.1) wurden jedoch lediglich bei den Vakuumröhrenkollektoren leichte Klopfgeräusche vernommen. Diese waren auf den Kollektorbereich beschränkt und führten nur zu geringen (gemessenen) Druckschwankungen am Kollektorausstritt (< +0.5 bar). Ebenso kann es in horizontalen Rohrlei-

tungen bei einer Wellenströmung von kollabierenden Dampfblasen zu Kondensationsschlägen kommen (vergl. [42], [8]). Eine steigende Rohrleitung nach dem Kollektoraustritt oder vor dem Kollektoreintritt kann zu pulsierender Verdampfung im Kollektor führen. Dabei läuft Kondensat in überhitzte Kollektorbereiche zurück und wird dort innerhalb weniger Sekunden verdampft. Dieser Vorgang wiederholt sich während der Überhitzungsphase (Phase 4) in regelmäßigen Abständen. Der Systemdruck variiert dabei nur marginal ( $<0.1$  bar). Für das Wärmeträgermedium bedeutet dieses wiederholende Verdampfen und Kondensieren (ca. 60-200 Zyklen pro Stillstandstag) jedoch eine starke Belastung und führt zu einer beschleunigten Degradation der Solarflüssigkeit.

Ein häufige Ursache für Fehlfunktionen von Solarsystemen wegen des Stillstandes sind zu klein dimensionierte Membranausdehnungsgefäße oder ein zu hoher Befüllungsdruck der Anlage<sup>11</sup>. Bei den in Abschnitt 2.1.4 dargestellten Gleichungen zur Auslegung des MAG wird von einem Zuschlag von 10% für das außerhalb des Kollektors verdrängte Medium ausgegangen. Dieser kann für größere Kollektorflächen zu klein sein, da bei schlechtem Entleerungsverhalten ein Großteil der Solarkreisleitungen mit Dampf gefüllt ist. Der Druck steigt dadurch über den Ansprechdruck des Sicherheitsventils an und das System bläst ab. Abhilfe schafft hier nur die Vergrößerung des Ausdehnungsvolumens durch zusätzliche oder größere MAG. Der Einbau eines größeren Sicherheitsventils führt in diesem Fall zu einer langfristigen Zerstörung des MAG, da die Membrane überdehnt wird.

#### 2.2.4. Position der Rückschlagklappe



**Abbildung 2.7.:** Verschiedene Anordnungen von Rückschlagklappe, Pumpe und MAG

Das Verhalten des Kollektors im Stillstand wird abgesehen von der internen hydraulischen Verschaltung auch von der Anordnung der Rückschlagklappe und des MAG beeinflusst. Durch die Rückschlagklappe (oft auch als Schwerkraftbremse bezeichnet) soll ein Auskühlen des Speichers durch Konvektion vom (z.B.in der Nacht) kalten Kollektor entgegengesetzt zur Pumpenaufrichtung verhindert werden. Sie wird meistens in Flussrichtung nach der Pumpe installiert, da so keine zusätzlichen Druckverluste auf der Saugseite der Pumpe geschaffen werden (vergl. Abbildung 2.7 A und B). Eine Vorschrift dazu ist in der DIN 4757 [7] gegeben. Hier wird allerdings lediglich vorgeschrieben, dass mindestens eine Rohrleitung vom Kollektor zum Sicherheitsventil ohne absperzbare Bauteile ausgeführt werden soll. Die Anordnung der Rückschlagklappe bleibt davon weitestgehend unberührt. Bezüglich des Entleerungsverhaltens liegt nahe, dass Schema B in Abbildung 2.7 dem Kollektor(feld) ermöglicht, über Vor- und Rücklaufleitung zu entleeren. Gleiches gilt jedoch auch für die Verdampfung. Dies hat bei großen Kollektorflächen (ca.  $50 \text{ m}^2$ ) dazu geführt, dass der

<sup>11</sup>es gilt die Faustformel Fülldruck (in bar) =Anlagenhöhe (in m)/10 + 0.5 bar

## 2. Grundlagen

Dampf in *beiden* Rohrleitungen bis an das MAG gelangt ist. Dadurch hat sich ein Dampfkreislauf etabliert, der zur Verdampfung auf der Sekundärseite des Solarwärmetauschers und zur Zerstörung des MAG geführt hat ([16]). Schema A aus Abbildung 2.7 ermöglicht dem Kollektor die Entleerung lediglich aus der Vorlaufleitung. Dabei ist bei Verwendung eines in den Speicher integrierten Wärmetauschers (vergl. Abbildung 2.1) die Pumpe und das MAG vor hoher Temperaturbelastung durch Dampf geschützt. In diesem Fall sollte die Verschaltung nach Schema A erfolgen. Bei einem externen Wärmeübertrager würde dann die Solarkreispumpe und das MAG durch Einschalten der Sekundärkreispumpe im Fall hoher Temperaturen am Wärmetauscher geschützt werden. Dadurch könnte ebenfalls die Gefahr von Verkalkung des Wärmetauschers verringert werden. Bei Strom oder Reglerausfall würde diese Strategie jedoch keinen Schutz vor Übertemperaturen bieten.

### 2.2.5. Alterung des Wärmeträgermediums

In den mitteleuropäischen Breiten muss im Winter das Einfrieren der Kollektoren verhindert werden. Aus diesem Grund kann als Wärmeträger im Solarkreis kein Wasser eingesetzt werden. Als Ersatz hat sich in Mitteleuropa die Verwendung von einem Gemisch aus etwa 40% 1,2-Polypropylenglykol und etwa 60 % Wasser durchgesetzt. Zusätzlich sind in diesem Gemisch Salze enthalten, die ein Absinken des pH-Wertes des Gemisches über die Betriebszeit, abpuffern (so genannte Inhibitoren). Damit wird ein Korrodieren der Komponenten im Solarkreis vermieden. Das Absinken des pH-Wertes im Gemisch resultiert aus Oxydation und anderen chemischen Degradationserscheinungen, bei denen als Produkt eine Säure entsteht (z.B. Veresterung) und hängt somit vom Stillstandsverhalten der Solaranlage ab. Aufgrund der steigenden Stillstandstemperaturen der Kollektoren werden auch steigende Anforderungen an das Fluid gestellt. So hat sich gezeigt, dass das ursprüngliche, aus Salzen bestehende Inhibitorsystem bei Vakuumröhrenkollektoren teilweise zu Verblockung der dünnen Absorberröhrchen führte. Deshalb wurde von der Firma *Tyforop* ein neues, auf flüssigen Inhibitoren basierendes Wärmeträgermedium auf den Markt gebracht. Dies wurde in allen oben beschriebenen Testsystemen eingesetzt.

## 2.3. Grundlagen der 2-Phasenströmung

Um eine genauere Modellierung der hydrodynamischen Vorgänge während des Stillstandes zu ermöglichen, muss man sich mit der Theorie der Zweiphasenströmung beschäftigen. Die Wichtigkeit dieses Themas für die allgemeine prozesstechnische Industrie und Kraftwerkentwicklung äußert sich auch in der großen Anzahl der Literatur, die zu diesem Thema allgemein und zu speziellen Fällen zu finden ist. Im Folgenden soll versucht werden, einige für die weitere Modellentwicklung wichtige Theorien vorzustellen, die auch für die Bedingungen, die im Kollektor herrschen, gültig sind. Im wesentlichen werden dazu die Ergebnisse aus [47], [17], [23], [24], [4] und [41] vorgestellt. *Huhn* [23] gibt einen guten Einstieg in die Materie der Zweiphasenströmung. *Streicher* [41] gibt für die Berechnung der Druckverluste und der Wärmeübergänge bei der Zweiphasenströmung Beziehungen an, die für eine Entwicklung von Programmalgorithmien gut geeignet sind. Diese wurden vom Autor für die Simulation des instationären Verhaltens von Wärmepumpen in *FORTRAN77* implementiert. Teile seiner Arbeit wurden deshalb in diesem Kapitel übernommen, um das

Werkzeug für weitere Modellverfeinerungen des Stillstandverhaltens im Solarkollektor bereitzustellen. *Heinzel* [17] geht über die Vermittlung der Grundlagen auch auf die speziellen Gegebenheiten im Solarkollektor ein. Im Unterschied zu der in dieser Arbeit beschriebenen Problematik wurden dabei Kollektoren (Siedewasserkollektoren) entwickelt und angepasst, welche speziell der (stabilen) Produktion von Dampf dienen. Es wird ein mehr oder weniger kontinuierlicher Prozess angestrebt. Selbst jener ist in seiner theoretischen Darstellung sehr komplex und wird nicht allgemein beschrieben. Bei dem Stillstand eines Kollektors oder mehrerer Kollektoren treten prinzipiell die selben Vorgänge auf, jedoch ist in nahezu allen Fällen von Strömungsinstabilitäten auszugehen (vergl. [23] S. 153 ff). Auch bei der Auslegung und Ausführung von Kollektorsystemen wird bisher nicht auf die strömungsdynamischen Vorgänge geachtet, sodass Rohrleitungsführung und Kollektorverschaltung im Stillstand zu den in Abschnitt 2.2.3 beschriebenen Problemen führen können. Für große Solarsysteme, die durchaus schon mit thermischen Kraftwerken zu vergleichen sind, wird es darum in Zukunft u.U. auch nötig sein, eine Auslegung auf den Stillstandsfall hin durchzuführen. Hierzu sollten die Strömungsformen, die in einem Kollektor auftreten können, bekannt sein. Aus diesem Grund soll im folgenden ein Überblick über die möglichen Strömungsformen in einem Absorberrohr gegeben werden.

### 2.3.1. Erscheinungsformen der Zweiphasenströmung

Bei einer Zweiphasenströmung treten je nach den vorliegenden Volumenanteilen der Gas- und Flüssigkeitsphase verschiedene Strömungsformen auf. Die Arten der Strömungsformen sind sehr mannigfaltig. Ihre Kenntnis ist von grundsätzlicher Bedeutung, da die verschiedenen Vorgänge bei der Zweiphasenströmung in den meisten Fällen nur bei ausreichender Vorstellung der Verteilung der beiden Phasen genauer berechnet werden können. Von sehr vielen Forschern wurden auf den verschiedensten Anwendungsgebieten Untersuchungen zu den Strömungsformen durchgeführt. Das hat zur Folge, dass eine große Zahl von Bezeichnungen für ähnliche Strömungsformen entstanden ist. Zum besseren Verständnis werden Strömungsbereiche definiert. Diese sind durch bestimmte Merkmale gekennzeichnet.

#### 2.3.1.1. Strömungsformen bei adiabaten Systemen

Für eine *aufwärts gerichtete Zweiphasenströmung* in einem senkrechten Rohr lassen sich grob folgende Strömungsbereiche angeben (s. Abbildung 2.8)

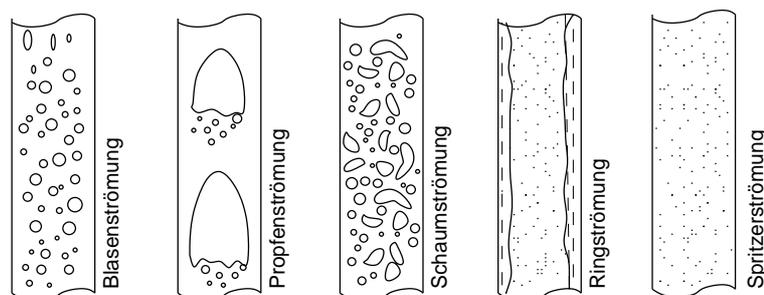
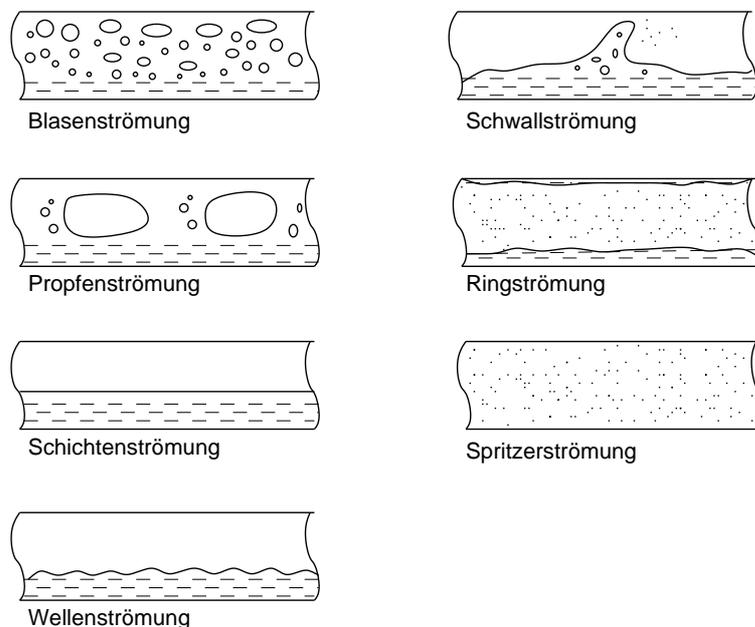


Abbildung 2.8.: Strömungsformen in nicht beheizten vertikalen Rohren (nach [23])

## 2. Grundlagen

- **Blasenströmung:** Die Gasphase liegt verteilt in vielen Blasen in einem kontinuierlichen Flüssigkeitsstrom vor. Diese Strömungsform tritt bei kleinen Gasvolumenanteilen auf.
- **Pfropfenströmung:** Das Gas strömt als Pfropfen, die fast den gesamten Rohrquerschnitt ausfüllen. Zwischen den Pfropfen befindet sich die Flüssigkeit, die kleine Blasen enthalten kann.
- **Schaumströmung:** Diese Strömungsform stellt einen Übergang zwischen Pfropfen- und der Ringströmung dar. Sie entsteht, wenn die Turbulenz bei der Pfropfenströmung erhöht wird, z.B. durch Vergrößerung der Massenstromdichte. Die Schaumströmung besteht aus sehr unregelmäßigen großen und vielen kleinen Blasen und hat auffallend instabilen Charakter. Sie tritt besonders bei größeren Rohrdurchmessern und bei höherem Druck auf.
- **Ringströmung:** Bei der Ringströmung bewegt sich an der Wand ein Flüssigkeitsfilm. Das Gas strömt mit wesentlich höherer Geschwindigkeit im Kern. Ein Teil der Flüssigkeit wird in Form von Tropfen im Gaskern transportiert. Von der Ringströmung wird oft die **Schwallströmung**, bei der der Flüssigkeitsfilm sehr unregelmäßig und pulsierend strömt, und die **Ring-Tropfen-Strömung**, bei der der Gaskern mit sehr vielen Flüssigkeitstropfen beladen ist und die sich bei größeren Gasgeschwindigkeiten einstellt, unterschieden.
- **Spritzerströmung:** Bei der Spritzerströmung wird die gesamte Flüssigkeit in Form von Tropfen vom Gas transportiert. Sie tritt nur bei hohen Gasgeschwindigkeiten und geringen Flüssigkeitsvolumenanteilen auf. Sie kann besonders bei der Verdampfung unter höherem Druck beobachtet werden.



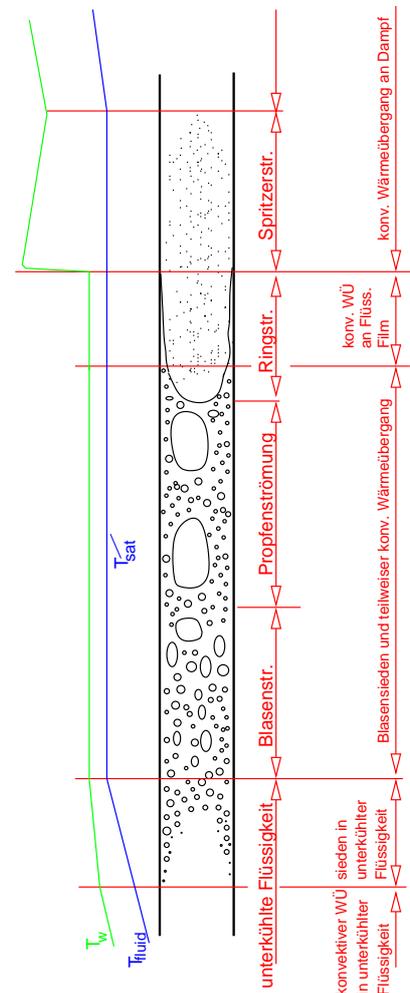
**Abbildung 2.9.:** Strömungsformen in nicht beheizten horizontalen Rohren (nach [23])

Bei der Strömung von Gas und Flüssigkeiten in einem *waagrechten oder schwach geneigten Rohr* treten demgegenüber einige Unterschiede auf, da infolge der Schwerkraft die Flüssigkeit vorwiegend in der unteren Rohrhälfte und das Gas zum größten Teil in der oberen

strömt. Die Strömungsformen in einem waagrechten und in einem senkrechten Rohr weichen um so mehr voneinander ab, je größer der Einfluss der Schwerkraft gegenüber dem der Reibungskräfte auf die Strömung ist. Besonders bei geringen Geschwindigkeiten bilden sich im waagrechten Rohr Strömungsformen aus, die im senkrechten Rohr nicht beobachtet werden. Die Strömungsformen im waagrechten Rohr können in die Bereiche der **Blasen-, Pfropfen-, Schichten-, Wellen-, Schwall-, Ring- und Spritzerströmung** eingeteilt werden (s. Abbildung 2.9).

### 2.3.1.2. Strömungsformen bei nichtadiabaten Systemen

Die Schichtenströmung tritt bei sehr kleinen Geschwindigkeiten auf. Bei ihr sind die beiden Phasen vollständig getrennt. Wird die Gasgeschwindigkeit gesteigert, bilden sich zuerst Wellen auf der Flüssigkeitsoberfläche (Wellenströmung) und später unregelmäßige Schwälle (Schwallströmung). Bei noch höherer Gasgeschwindigkeit entsteht die Ringströmung, bei der im waagrechten Rohr infolge der Schwerkraft der Flüssigkeitsfilm an der oberen Rohrhälfte meist dünner ist als an der unteren. Ein typisches Beispiel für eine vollständige *Verdampfung* einer Flüssigkeit bei nicht zu hohem Druck in einem senkrechten Rohr sowie den dabei nacheinander auftretenden Strömungsbereichen zeigt Abbildung 2.10. In das Rohr tritt unterkühlte Flüssigkeit ein. Wenn die wandnahe Flüssigkeitsschicht infolge der äußeren Beheizung genügend überhitzt ist, bilden sich an der Wand Blasen, die bei einer bestimmten Größe abreißen und in den Strömungskern wandern. Dieser ist anfangs unterkühlt, und die Blasen kondensieren wieder (Bereich des Siedens in unterkühlter Flüssigkeit). Hat die gesamte Flüssigkeit die Siedetemperatur erreicht, bewegen sich in der Strömung Blasenketten aus kleinen Blasen. Mit ansteigender Blasenzahl verbinden sich die Blasen, und es entstehen größere Blasen (Bereich der Blasenströmung). Diese können bei weiterer Wärmezufuhr zu langen Pfropfen zusammenwachsen (Bereich der Pfropfenströmung) oder sehr große unregelmäßige Blasen bilden, wobei außerdem noch viele kleine Blasen vorhanden sind (Bereich der Schaumströmung). Bei zunehmender Verdampfung reißen die Flüssigkeitswände zwischen den Pfropfen bzw. großen Blasen auf, und es stellt sich der Bereich der Ringströmung ein. Aus dem Flüssigkeitsfilm werden durch den schnellströmenden Dampf Tropfen herausgerissen und vom Dampfkern abtransportiert. Durch die Verdampfung wird der Flüssigkeitsfilm immer dünner. Bei sehr kleiner Filmdicke beginnt er aufzureißen und verschwindet danach vollständig. Es liegt nun der Bereich der Spritzerströmung vor. Wenn alle Flüssigkeitstropfen verdampft sind, wird der Dampf überhitzt.



**Abbildung 2.10.:** Strömungsformen, Wärmeübergangsbereiche und Verlauf der Wandtemperatur  $t_w$  und der Fluidtemperatur  $t_{fluid}$  bei der Verdampfung im senkrechten Rohr (nach [23])

## 2. Grundlagen

Bei dem Vorgang der *vollständigen Kondensation* (Wärmeabfuhr aus dem Rohr) tritt überhitzter oder gesättigter Dampf in das Rohr ein. Infolge der Kondensation des Dampfes an der Rohrwand bildet sich ein Flüssigkeitsfilm, und es entsteht die Ringströmung. Mit anwachsender Filmdicke können aus dem Film Tropfen herausgerissen werden. Bei weiterer Kondensation bilden sich auf dem Film Schwälle, die zusammenwachsen und den gesamten Rohrquerschnitt ausfüllen. Bei der sich danach einstellenden Blasenströmung werden die Blasen durch die Wärmeabfuhr immer kleiner und verschwinden schließlich. Kondensiert der Dampf im waagrechten Rohr, so treten bei größeren Flüssigkeitsvolumenanteilen vor allem die Wellen- und Schichtenströmung auf.

### 2.3.2. Strömungsmodelle

#### 2.3.2.1. Kenngrößen der Zweiphasenströmung

Eine Zweiphasenströmung von Gas und Flüssigkeit ist durch eine sich zeitlich und örtlich ändernde Phasengrenze und den Wechselwirkungskräften zwischen den beiden Phasen gekennzeichnet. Die dadurch vorliegenden komplizierten Vorgänge für die Strömung und den Wärme- und Stofftransport erschweren eine genauere analytische Behandlung. Verlässliche analytische Modelle benötigen eine genaue Untersuchung der einzelnen Teilvorgänge, die bei der Zweiphasenströmung auftreten und oft in vielfältiger Weise voneinander abhängen. Durch die in den letzten Jahren rapide steigende Rechenleistung von Computern ist es heute möglich mit Hilfe von CFD Programmen die analytischen Modelle, welche aus komplexen, teilweise mehrfach unbestimmten Gleichungssystemen bestehen, zu lösen. Bei einer makroskopischen Beschreibung der Vorgänge im Zweiphasengebiet werden heute jedoch vereinfachte teilempirische Modelle verwendet. Hierzu ist die Kenntnis der vielen zu berücksichtigenden Einflussgrößen, deren Zahl bei Betrachtung des Strömungsvorgangs mindestens zehn beträgt, vonnöten. Und zwar sind dies:

- der Massenstrom  $\dot{M}_g$  des Gases,
- der Massenstrom  $\dot{M}_l$  der Flüssigkeit,
- die Dichte  $\rho_g$  des Gases,
- die Dichte  $\rho_l$  der Flüssigkeit,
- die dynamische Zähigkeit  $\eta_g$  des Gases,
- die dynamische Zähigkeit  $\eta_l$  der Flüssigkeit,
- die Oberflächenspannung  $\sigma$ ,
- der Rohrrinnendurchmesser  $d$ ,
- die Neigung  $\gamma$  des Rohres und
- die Fallbeschleunigung  $g$

Hinzu kommen noch Eintrittseffekte, Einflüsse der Kanalgeometrie, Beschaffenheit der Kanalwände u.v.a. Ebenso wie bei der einphasigen Strömung können die Einflussgrößen zu

einem Satz von unabhängigen, dimensionslosen Kennzahlen zusammengefasst werden, z.B: die Reynolds-Zahl:

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} \quad (2.19)$$

die Froude-Zahl:

$$Fr = \frac{u_m^2 d}{gd} \quad (2.20)$$

die Weber-Zahl:

$$We = \frac{u_m^2 \rho_l d}{\sigma} \quad (2.21)$$

das Dichteverhältnis der beiden Phasen:

$$\varrho = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (2.22)$$

das Zähigkeitsverhältnis der beiden Phasen,

$$E = \frac{\eta_g}{\eta_l} \quad (2.23)$$

und der Anteil des Gasmassenstroms:

$$\dot{x} = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_l} \quad (2.24)$$

Die mittlere Geschwindigkeit  $u_m$  kann aus

$$u_m = \frac{\dot{M}_g}{\rho_g A_c} + \frac{\dot{M}_l}{\rho_l A_c} \quad (2.25)$$

berechnet werden. Die Bildung einer kinematischen Zähigkeit aus den Werten  $\nu_g$  und  $\nu_l$  der beiden Phasen ist sehr problematisch und soll an späterer Stelle näher diskutiert werden. Es könnte in gleicher Weise auch ein anderer Satz von dimensionslosen Kombinationen aus den obigen zehn Einflussgrößen gebildet werden. Die Zahl der Variablen verringert sich jedoch stets nur auf sieben<sup>12</sup>. Werden zusätzlich Wärmeübertragungsvorgänge betrachtet, kommen noch vier Einflussgrößen hinzu, und zwar die spezifischen Wärmekapazitäten und die Wärmeleitkoeffizienten der beiden Phasen, aus denen sich die Prandtl-Zahlen für das Gas und die Flüssigkeit als zwei weitere dimensionslose Kenngrößen ergeben.

Für die weiteren Betrachtungen der Modelle und der Strömungsformenkarten sollen hier noch einige *Definitionen* gemacht werden. Im folgenden werden alle zeitbezogenen Größen mit einem Punkt versehen. Außerdem werden spezifische, d.h. auf die Fläche oder Masse bezogenen Größen, klein geschrieben. Die aus der Einphasenströmung bekannten Bilanzgleichungen lassen sich für die Zweiphasenströmung sowohl mit den Größen der einzelnen Phasen als auch mit mittleren Größen der beiden Phasen bilden. Man erhält dann folgende Zusammenhänge:

Der gesamte Strömungsquerschnitt  $A_c$  wird zu einem Teil vom Gas und zum anderen Teil von der Flüssigkeit besetzt.

$$A_c = A_g + A_l \quad (2.26)$$

<sup>12</sup>Π-Theorem von *Buckingham (1914)[2]*

## 2. Grundlagen

Der Massenstrom bzw. der Volumenstrom der Zweiphasenströmung summiert sich aus den Strömen der einzelnen Phasen.

$$\dot{M} = \dot{M}_g + \dot{M}_l \quad (2.27)$$

$$\dot{V} = \dot{V}_g + \dot{V}_l \quad (2.28)$$

Der Anteil des Gasmassenstroms ergibt sich in Gleichung (2.24).

Entsprechend gilt für den Anteil des Gasvolumenstroms am gesamten Volumenstrom

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{V}_g}{\dot{V}_g + \dot{V}_l} \quad (2.29)$$

Für die Flüssigkeitsphase betragen die Anteile nach (2.27) und (2.28) somit  $(1 - \dot{x})$  bzw.  $(1 - \dot{\varepsilon})$ . Analog zu den Gleichungen (2.27) bis (2.29) werden die Volumina und Massen  $V$ ,  $M$  bzw. der Gasanteile  $\varepsilon$  und  $x$  bestimmt.

$$M = M_g + M_l \quad (2.30)$$

$$V = V_g + V_l \quad (2.31)$$

$$\varepsilon = \frac{V_g}{V_g + V_l} \quad (2.32)$$

$$x = \frac{M_g}{M_g + M_l} \quad (2.33)$$

Im allgemeinen unterscheiden sich die Werte für  $\dot{x}$  und  $x$  bzw.  $\dot{\varepsilon}$  und  $\varepsilon$ , da die beiden Phasen mit unterschiedlicher Geschwindigkeit strömen. Zur Veranschaulichung stelle man sich den Grenzfall vor, dass durch eine ruhende Flüssigkeitssäule Gasblasen nach oben aufsteigen. Hierfür ist  $\dot{x} = 1$  bzw.  $\dot{\varepsilon} = 1$  und  $x < 1$  bzw.  $\varepsilon < 1$ .

Die mittlere Dichte in einem Volumenelement ergibt sich mit

$$\rho_m = \frac{M}{V} = \varepsilon \rho_g + (1 - \varepsilon) \rho_l \quad (2.34)$$

Sie wird ermittelt aus der jeweiligen Dichte der einzelnen Phase, multipliziert mit ihren Volumenanteilen. Die mittlere Dichte der Strömung kann mit

$$\dot{\rho}_m = \frac{\dot{M}}{\dot{V}} = \dot{\varepsilon} \rho_g + (1 - \dot{\varepsilon}) \rho_l \quad (2.35)$$

bestimmt werden.

Aus dem Volumenstrom  $\dot{V}_j$  der betrachteten Phase  $j$  und der von ihr besetzten Querschnittsfläche  $A_j$  des Strömungskanals folgt die mittlere axiale Geschwindigkeit der Phase  $j$  zu

$$u_g = \frac{\dot{V}_g}{A_g}, \quad u_l = \frac{\dot{V}_l}{A_l}. \quad (2.36)$$

Die mittlere Geschwindigkeit des Zweiphasengemisches im Strömungskanal wird aus

$$u_m = \frac{\dot{V}}{A_c} = \varepsilon u_g + (1 - \varepsilon) u_l \quad (2.37)$$

berechnet. Wenn der Massenstrom des Gemisches auf die von ihm durchströmte Querschnittsfläche bezogen wird, ergibt sich die Massenstromdichte des Gemischs

$$\dot{m} = \frac{\dot{M}}{A_c} = u_m \dot{\rho}_m \quad (2.38)$$

Ebenso lässt sich die Volumenstromdichte des Gemisches definieren.

$$\dot{v} = \frac{\dot{V}}{A_c} = u_m \quad (2.39)$$

Sie entspricht der mittleren Geschwindigkeit nach Gleichung (2.37)

Bei der Bildung von Kennzahlen für die Zweiphasenströmung wird häufig mit einer Geschwindigkeit  $w_j$  gerechnet, die sich ergibt, wenn die Phase  $j$  allein im Kanal strömt.

$$w_g = \frac{\dot{V}_g}{A_c} = u_g \varepsilon, \quad w_l = \frac{\dot{V}_l}{A_c} = u_l (1 - \varepsilon) \quad (2.40)$$

$w_j$  wird auch *Leerrohrgeschwindigkeit* der Phase  $j$  genannt. Wenn diese Geschwindigkeiten in die Reynolds-Zahlen für beide Phasen eingeführt werden, erhält man

$$Re_g = \frac{w_g d}{\nu_g} = \frac{\dot{x} \dot{m} d}{\eta_g}, \quad Re_l = \frac{w_l d}{\nu_l} = \frac{(1 - \dot{x}) \dot{m} D}{\eta_l}. \quad (2.41)$$

Für die Froude-Zahl ergibt sich

$$Fr_g = \frac{w_g^2}{gd} = \frac{\dot{x}^2 \dot{m}^2}{\rho_g^2 gd}, \quad Fr_l = \frac{w_l^2}{gd} = \frac{(1 - \dot{x})^2 \dot{m}^2}{\rho_l^2 gd} \quad (2.42)$$

Was die in den Gleichungen angegebenen Stoffwerte betrifft, existieren für Wasser umfangreiche Tabellenwerke (vergl. [47]), bzw. in verschiedenen Programmiersprachen angelegte Stoffwertbibliotheken ([14] und [48]). Für die Berechnungen werden diese im gesamten Zweiphasengebiet in Abhängigkeit der Temperatur und des Drucks als bekannt angenommen.

### 2.3.2.2. Homogenes Modell

Beim homogenen Modell (aus [23]) wird angenommen, dass im Strömungskanal ein homogenes Fluid strömt. Aus den Eigenschaften der beiden Phasen werden mittlere Werte gebildet. Diese werden über dem gesamten Strömungsquerschnitt als konstant angesetzt. Die Schwierigkeit stellt die Bildung von geeigneten Mittelwerten dar. Weiterhin müssen folgende Annahmen gemacht werden:

- Die Flüssigkeits- und die Dampfgeschwindigkeit sind gleich.
- Es herrscht thermodynamisches Gleichgewicht zwischen den Phasen.
- Der Druckverlust wird über geeignete Reibungsbeiwerte für die Zweiphasenströmung bestimmt.

## 2. Grundlagen

Haben Flüssigkeit und Dampf die gleiche Geschwindigkeit, berechnet sich die Dichte des homogenen Gemisches zu

$$\rho_h = \rho_m = \dot{\epsilon}\rho_g + (1 - \dot{\epsilon})\rho_l \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{\rho_h} = \frac{\dot{x}}{\rho_g} + \frac{1 - \dot{x}}{\rho_l}. \quad (2.43)$$

Mit Gleichung (2.38) ergibt sich für die mittlere Geschwindigkeit beim homogenen Modell

$$u_h = \frac{\dot{m}}{\rho_h} \quad (2.44)$$

Für die dynamische Zähigkeit gibt es eine Reihe von Mittelwertbildungen. Die nachstehende Randbedingung soll dabei berücksichtigt werden:

$$\dot{x} = 0, \eta_h = \eta_l; \quad \dot{x} = 1, \eta_h = \eta_g \quad (2.45)$$

Folgende Zusammenhänge für die Berechnung der Viskosität des homogenen Fluids sind in [4] beschrieben:

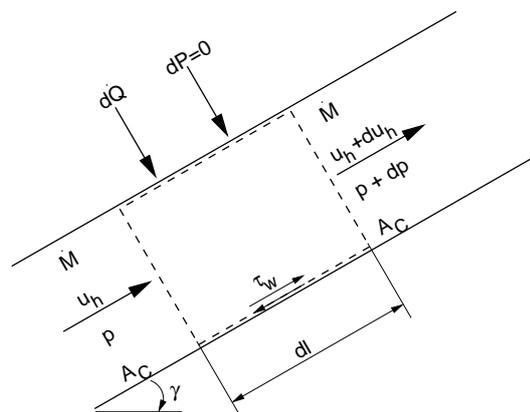
$$\frac{1}{\eta_h} = \frac{\dot{x}}{\eta_g} + \frac{(1 - \dot{x})}{\eta_l} \quad (2.46)$$

$$\eta_h = \dot{x}\eta_g + (1 - \dot{x})\eta_l \quad (2.47)$$

$$\eta_h = \rho_h[\dot{x}v_g\eta_g + (1 - \dot{x})v_l\eta_l] \quad (2.48)$$

An einem Beispiel kann man sich schnell verdeutlichen, dass diese Mittelwertbildungen zu sehr unterschiedlichen Ergebnissen führen. Da die Berechnung von mittleren Zähigkeiten schon bei Flüssigkeitsgemischen auf große Schwierigkeiten stößt, ist die Bildung von Mittelwerten für Gas/Flüssigkeits-Gemische sehr fragwürdig. So zeigen auch Ergebnisse für den Druckverlust, die mit verschiedenen Definitionen für  $\eta_h$  berechnet werden, zum Teil beträchtliche Abweichungen voneinander.

Beim homogenen Modell lassen sich die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichungen



**Abbildung 2.11.:** Kontrollvolumen bei einer nichtadiabaten Zweiphasenströmung im geneigten Kanal (homogenes Modell) [23]

für eine Zweiphasenströmung wie für eine Einphasenströmung leicht aufstellen. Für eine betrachtete differenziell kleine Länge  $dl$  des Kanalabschnittes soll die Systemgrenze von der Kanalwand und den Ein- und Austrittsquerschnitten des Kanalabschnitts gebildet werden

(siehe Abbildung 2.11). Mit den Annahmen einer stationären Strömung sowie einer konstanten Schubspannung über den Kanalumfang und bei einer Rechnung mit mittleren Werten für die Geschwindigkeit und die Dichte über den Kanalquerschnitt lauten diese Gleichungen für den betrachteten eindimensionalen Fall in einem Kanal mit konstantem Querschnitt wie folgt:

*Kontinuitätsgleichung*

$$\dot{M}\rho_h u_h A_c = \text{const} \quad (2.49)$$

*Impulsgleichung*

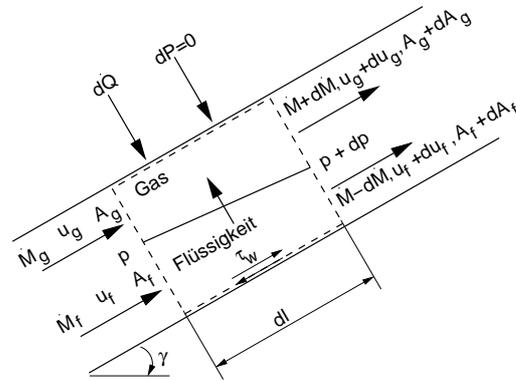
$$\dot{M} du_h = A_c dp - U\tau_w dl - \rho_h g(\sin \gamma) A_c dl \quad (2.50)$$

*Energiegleichung*

$$\frac{d\dot{Q}}{dl} + \frac{dP}{dl} = \dot{M} \frac{d}{dl} \left( h + \frac{1}{2} u_h^2 + gl(\sin \gamma) \right) \quad (2.51)$$

### 2.3.2.3. Schlupfmodell

Bei diesem Modell (aus [23]) wird von der Vorstellung ausgegangen, dass die beiden Phasen getrennt nebeneinander im Kanal strömen und unterschiedliche Geschwindigkeiten besitzen. Für jede Phase wird mit mittleren Werten der Geschwindigkeit und konstanten Stoffwerten gerechnet. Die Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie lauten mit den Annahmen wie beim homogenen Modell (stationäre, eindimensionale Strömung, konstante Schubspannung über dem Kanalumfang, konstanter Kanalquerschnitt) folgendermaßen (vergl. Abbildung 2.12).



**Abbildung 2.12.:** Kontrollvolumen bei einer nichtadiabaten Zweiphasenströmung im geneigten Kanal (Schlupfmodell) [23]

*Kontinuitätsgleichung*

$$\dot{M} = \dot{M}_g + \dot{M}_l = \rho_g u_g \varepsilon A_c + \rho_l u_l (1 - \varepsilon) A_c = \text{const} \quad (2.52)$$

*Impulsgleichung*

$$\dot{M} d[\dot{x}u_g + (1 - \dot{x})u_l] = -A_c dp - U\tau_w dl - [\varepsilon\rho_g(1 - \varepsilon)\rho_l] g(\sin \gamma) A_c dl \quad (2.53)$$

*Energiegleichung*

$$\frac{d\dot{Q}}{dl} + \frac{dP}{dl} = \dot{M} \frac{d}{dl} \left[ \dot{x}h_g + (1 - \dot{x})h_l + \frac{\dot{x}}{2} u_g^2 + \frac{1 - \dot{x}}{2} u_l^2 + gl(\sin \gamma) \right] \quad (2.54)$$

## 2. Grundlagen

Die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung können auch für jede Phase getrennt aufgestellt werden und anschließend gleichzeitig gelöst werden, wobei die Übergangsbedingungen zwischen den beiden Phasen beachtet werden müssen. Aus der Kontinuitätsgleichung ergibt sich, dass die Flüssigkeit und das Gas entsprechend ihren Volumenströmen und ihren Geschwindigkeiten einen bestimmten Anteil vom Strömungsquerschnitt einnehmen. Für die flüssige Phase erhält man

$$A_l = (1 - \varepsilon)A_c \quad (2.55)$$

und für die gasförmige entsprechend

$$A_g = \varepsilon A_c \quad (2.56)$$

mit der Zusatzbedingung aus Gleichung (2.26).

Der Gasvolumenanteil  $\varepsilon$  muss aus gesonderten Untersuchungen ermittelt werden. Dieses Modell wird besonders bei der Ring- und Pfropfenströmung angewendet. Da bei der Ringströmung die Flüssigkeitstropfen im Gaskern wesentlich schneller strömen als der Flüssigkeitsfilm an der Wand, treten besonders bei hohen Beladungen durch die Bildung einer mittleren Geschwindigkeit für die Flüssigkeit große Fehler auf. Deshalb wird in diesem Fall der Flüssigkeitstransport im Film und Kern oft getrennt betrachtet.

### 2.3.3. Berechnung des Druckverlustes

Der Druckverlust eines Mediums setzt sich im allgemeinen aus den folgenden vier Komponenten zusammen (aus [41]):

- **Reibungsdruckverlust**  $\Delta p_R$ , hervorgerufen durch die Wandreibung und abhängig von der Strömung (laminar, turbulent).
- **Hydrostatische Druckänderung**  $\Delta p_H$ , bewirkt durch den Höhenunterschied, die Dichte des Mediums und die Schwerkraft.
- **Beschleunigungsdruckverlust**  $\Delta p_B$ , der durch die Beschleunigung des Mediums infolge Dichteänderung oder Änderung des Massenflusses von einem Rohrteil zum nächsten bewirkt wird. Die Dichteänderung kann durch einen Druckverlust oder, in viel stärkerem Maß, bei Verdampfung und Kondensation auftreten. Bei instationären Vorgängen kommt noch die Beschleunigung über die Zeit bei konstanter Dichte hinzu.
- **Druckverlust** durch Einzelwiderstände, wie **Umlenkungen, Einschnürungen, Meßgeräte** etc. kommen dazu.

Bei der Berechnung des Druckverlusts in einer Zweiphasenströmung wird auf die bekannten Beziehungen zur Druckverlustberechnung der Einphasenströmung zurückgegriffen. Diese sollen zunächst dargestellt werden.

#### 2.3.3.1. Einphasiger Druckverlust

**Reibungsdruckverlust**  $\Delta p_R$  Der Reibungsdruckverlust in einem Rohr errechnet sich mit

$$\Delta p_R = \lambda \frac{l}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho} = \zeta \frac{\dot{m}^2}{2\rho} = \zeta \frac{v \dot{m}^2}{2} \quad (2.57)$$

Der Widerstandsbeiwert  $\lambda$  ist nach dem bekannten Prandtl-Colebrook-Diagramm von der Reynolds-Zahl der Rohrrinnenströmung und der Rohrrauigkeit abhängig. Für laminare Strömung mit einer Reynolds-Zahl  $\leq 2320$  errechnet sich der Widerstandsbeiwert nach

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.58)$$

Bei Reynolds-Zahlen  $> 2320$  liegt turbulente Strömung vor. Der Widerstandsbeiwert wird vorerst für technisch glatte Oberflächen nach *Blasius* mit

$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.59)$$

geschätzt, und das Ergebnis anschließend in die Formel für das Übergangsgebiet nach *Colebrook* und *White* auf der rechten Seite eingesetzt. Das Ergebnis wird noch einmal in diese Formel eingesetzt. Danach liegt eine sehr gute Konvergenz vor.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[ \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{K/d}{3,71} \right] \quad (2.60)$$

**Druckänderung aufgrund der Höhe  $\Delta p_H$**  Die Druckänderung aufgrund der Änderung der geodätischen Höhe ergibt sich aus

$$\Delta p_H = g (\sin \gamma) \rho \Delta x = g \rho \Delta H \quad (2.61)$$

mit  $\gamma$  als dem Steigungswinkel gegenüber der Horizontalen.

**Druckänderung durch Beschleunigung  $\Delta p_B$**  Der Beschleunigungsdruckverlust über eine Strecke ergibt sich aus der Trägheitsgleichung ([32]). Die Beschleunigung  $\frac{dw}{dt}$  der Masse  $dM = A \cdot \Delta x \cdot \rho$  ist gleich dem Kraftunterschied, also der Änderung des Produktes  $A \cdot p$

$$\frac{\partial (Ap)}{\partial x} \Delta x = -A \Delta x \rho \frac{dw}{dt} \quad (2.62)$$

Mit

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2.63)$$

wird

$$p \frac{\partial A}{\partial x} + A \frac{\partial p}{\partial x} = -A \rho \frac{\partial w}{\partial t} - A \rho w \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2.64)$$

## 2. Grundlagen

Für ein Rohr mit unveränderlicher Querschnittsfläche, wie sie auch bei einem Absorberrohr gegeben ist, fällt der Term mit  $\frac{\partial A}{\partial x}$  heraus. Somit ergibt sich der Beschleunigungsdruckverlust aus zwei Komponenten:

- Beschleunigung über den Weg
- Beschleunigung über die Zeit

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho w \frac{\partial w}{\partial x} = \Delta p_{B_0} + \Delta p_{B_1} \quad (2.65)$$

Die Beschleunigung über den Weg ergibt sich mit  $\dot{m} = \rho \cdot w$  und nach örtlicher Diskretisierung in die Knoten  $i$  und  $i + 1$

$$\Delta p_{B_1} = \frac{(\dot{m}_i^2 - \dot{m}_{(i+1)}^2)}{2\rho} \quad (2.66)$$

Bei der Beschleunigung über die Zeit erhält man nach der zeitlichen Diskretisierung

$$\Delta p_{B_0} = \frac{\Delta x}{\Delta t} (\dot{m}_{i,t} - \dot{m}_{i,(t-1)}) \quad (2.67)$$

**Druckverlust an Krümmern** Der Druckverlust an Rohrkrümmern und Winkeln kann nach Dubbel ([9]) mit folgenden Abhängigkeiten abgeschätzt werden

$$f(D/r) = 0,986859 - 0,658175(d/r) + 0,207726(D/r)^2 - 0,027718(d/r)^3 + 0,001274(d/r)^4 \quad (2.68)$$

$$f(\alpha) = 0,06364 + 0,01149\alpha - 1,3167 * 10^{-5}\alpha^2 \quad (2.69)$$

$$\zeta_{Kr} = f(d/r) \cdot f(\alpha) \quad (2.70)$$

Dabei ist  $(d/r)$  das Verhältnis aus Rohrdurchmesser und Rohrradius und  $\alpha$  der Krümmungswinkel. Der Druckverlust aufgrund eines Krümmers berechnet sich damit zu

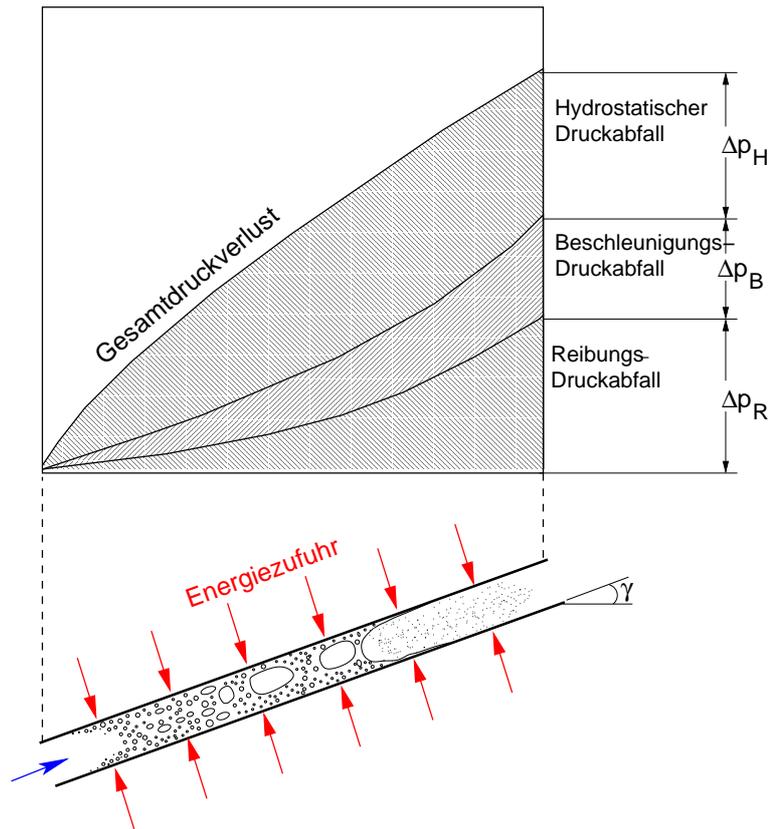
$$\Delta p_{Kr} = \zeta_{Kr} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2\rho} = \zeta_{Kr} \cdot \frac{\dot{M}^2}{2\rho \frac{\pi^2 d^4}{16}} \quad (2.71)$$

Der gesamte von  $\dot{m}$  abhängige Druckverlust ergibt sich aus der Summe der Einzeldruckverluste von Reibung, Beschleunigung und an den Krümmern.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_R + \Delta p_{B_0} + \Delta p_{B_1} + \Delta p_{Kr} \quad (2.72)$$

### 2.3.3.2. Druckverlust bei Verdampfung

Der Druckverlust bei Verdampfung teilt sich ebenfalls in die vier oben genannten Komponenten auf. Die Ungenauigkeiten bei der Ermittlung des Druckverlustes in einer Zweiphasenströmung sind jedoch weitaus größer als bei der Einphasenströmung. Eine gute Übereinstimmung liegt schon bei einem Fehler von  $\pm 30\%$  vor ([23]). Ein Grund dafür ist, dass bei der Messung des Druckabfalls eine Unterscheidung zwischen Beschleunigungs- und Reibungsdruckverlust nicht möglich ist. Abbildung 2.13 zeigt qualitativ die drei Druckverlustkomponenten für ein geneigtes Verdampferrohr (nach [26]).



**Abbildung 2.13.:** Komponenten des Druckverlustes bei Verdampfung in einem geneigten Rohr (nach[26])

**Reibungsdruckverlust bei Verdampfung** Die Berechnung des Reibungsdruckverlustes bei Zweiphasenströmung ist wesentlich komplexer, als bei der einphasigen Strömung. Bei Verwendung des Schlupfmodells muss die örtliche Verteilung der beiden Phasen mitberücksichtigt werden (z.B. der Unterschied zwischen Ringströmung, Blasen- oder Pfropfenströmung). Beim homogenen Modell verlagert sich das Problem auf die Bestimmung der Viskosität des homogenen Zweiphasengemisches. Für beide Modelle hat sich in der Praxis die Einführung eines Zweiphasenreibungsfaktors etabliert. Im Folgenden sollen zwei gut in Programmcode implementierbare Berechnungsgleichungen für den Reibungsdruckverlust vorgestellt werden. Bei der Beziehung nach *Owens* und *Beattie* wird eine Unterscheidung in den Bereich vor der Filmverdampfungsgrenze, wo die Reibung durch die Benetzung der Wand mit flüssigem Medium primär von flüssigen Stoffwerten abhängt, und dem Bereich nach der Filmverdampfungsgrenze, wo dampfförmige Stoffwerte zum Tragen kommen, vorgenommen. Die Filmverdampfungsgrenze kann nach [5] folgendermaßen ermittelt werden:

$$X_{DO} = \frac{1}{\left[ \frac{\dot{m}}{2441} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,5} \left( \frac{\eta_l}{\eta_v} \right)^{-0,1} \right]^{1,11} + 1} \quad (2.73)$$

Der Lockhart-Martinelli-Parameter ergibt sich unter der Annahme, dass Dampf und Flüssigkeit turbulent strömen zu

$$X = \left[ \left( \frac{\dot{x}}{1 - \dot{x}} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left( \frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,1} \right]^{-1} \quad (2.74)$$

## 2. Grundlagen

Bei  $X < X_{DO}$  ergibt sich der Zweiphasenreibungsfaktor nach *Owens* berechnet:

$$\Phi = 1 + \dot{x} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \quad (2.75)$$

Bei  $X \geq X_{DO}$  ergibt sich der Zweiphasenreibungsfaktor nach *Beattie* berechnet:

$$\Phi = \left( \frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,2} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,8} \left[ 1 + \dot{x} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{1,8} \quad (2.76)$$

der Reibungsdruckverlust ergibt sich aus

$$\Delta p_R = \Phi \lambda \frac{\Delta x}{d} \frac{\dot{m}}{2\rho_l} \quad (2.77)$$

wobei  $\lambda$  der für die Einphasenströmung ermittelte Widerstandsbeiwert ist. Der oben beschriebene Berechnungsvorgang wurde in [41] bei der Simulation des instationären Verhaltens von Wärmepumpen für die Berechnung des Druckverlustes mit Kältemittel als Medium verwendet.

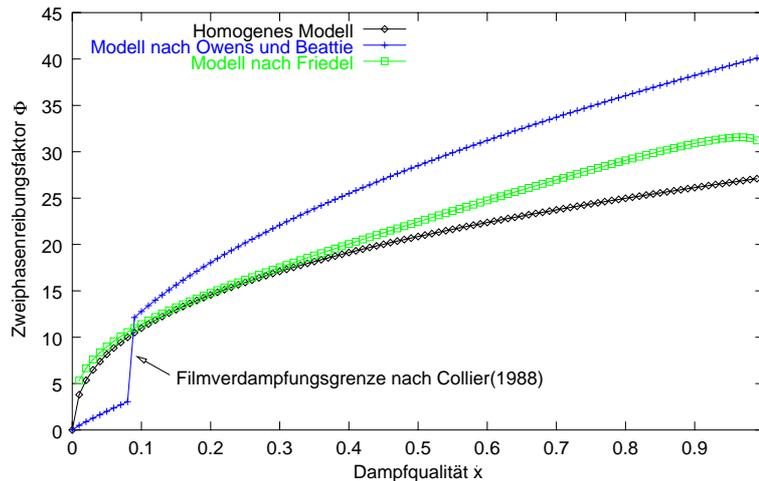
Eine weitere von *Collier* [4] empfohlene Berechnungsmethode des Reibungsdruckverlustes ist die von *Friedel*. Sie wurde empirisch aus einer großen Messreihe von Druckverlusten bei Wasser-Dampf-Strömungen ermittelt.

$$\Phi^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (2.78)$$

mit

$$\begin{aligned} A_1 &= (1 - \dot{x})^2 + \dot{x}^2 \left( \frac{\rho_l \lambda_v}{\rho_v \lambda_l} \right) \\ A_2 &= \dot{x}^{0,78} (1 - \dot{x})^{0,224} \\ A_3 &= \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left( \frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,7} \\ Fr &= \frac{\dot{m}^2}{gd\rho_h^2} \\ We &= \frac{\dot{m}^2 d}{\rho_h \sigma} \end{aligned}$$

Dabei sind  $\lambda_l$  und  $\lambda_v$  die Widerstandsbeiwerte für reine Flüssigkeits- (vergl. Kapitel 2.3.3.1) bzw. Dampfströmung mit der Gesamtmassenstromdichte  $\dot{m}$ .  $d$  ist der Innendurchmesser (bei nicht kreisrunden Kanalgeometrien, der hydraulische Durchmesser) und  $\sigma$  die Oberflächenspannung der Flüssigkeit.  $\rho_h$  stellt die nach Gleichung (2.43) ermittelte homogene Dichte dar. Die oben aufgeführte Beschreibung ist für vertikale *Aufwärtsströmung* und horizontale Strömung gültig. Eine geringfügig unterschiedliche Beschreibung zur vertikalen Abwärtsströmung ist ebenfalls von *Friedel* vorgestellt worden. In Abbildung 2.14 sind die Ergebnisse der beiden oben beschriebenen Modelle dargestellt. Zusätzlich ist der nach dem homogenen Modell berechnete Zweiphasenreibungsfaktor dargestellt. Für niedrigen Druck und geringe Massenstromdichte (hier etwa 180 kg/(m<sup>2</sup>s)), wie sie bei dem Flachkollektor beobachtet wurden, ergibt sich nur eine geringe Differenz vom Modell nach *Friedel* zum homogenen Modell. Die Filmverdampfungsgrenze liegt bei einer Dampfqualität von etwa 10



**Annahmen:**

Gesamtmassenstrom	$\dot{M}$	6.94e-3	[kg/s]
Rohrinnendurchmesser	$d$	0.007	[m]
Rauigkeitswert[1]	$K$	0.0015	[mm]
Druck	$p$	2	[bar]

Homogenes Modell:  $\Phi^2 = \left[ 1 + \dot{x} \left( \frac{v_g - v_f}{v_f} \right) \right] \left[ 1 + \dot{x} \left( \frac{\eta_g - \eta_f}{\eta_g} \right) \right]^{-1/4}$

**Abbildung 2.14.:** Vergleich der Zweiphasenreibungsfaktoren über der Dampfqualität bei unterschiedlichen Modellen

%. Unterhalb dieser ist der Reibungsfaktor nach *Owens* deutlich geringer. Das Modell nach *Beattie* ermittelt jedoch einen weitaus höheren Reibungsmultiplikator oberhalb der Filmverdampfungsgrenze. Alle Modelle zeigen jedoch gleichermaßen einen starken Einfluss der Dampfproduktion auf den Reibungsdruckverlust im Verdampferrohr. Veranschaulicht zeigt Abbildung 2.14, dass sich bei einer Dampfqualität von 50 % der *Reibungsdruckverlust* im Verhältnis zur einphasigen Strömung bei gleicher Massenstromdichte um den Faktor 20-30 erhöht.

**Druckänderung aufgrund der Höhe bei Verdampfung** Beim zweiphasigen Druckverlust aufgrund der Höhe wird ebenfalls in den Bereich vor und nach der Filmverdampfungsgrenze unterschieden. Vor der Filmverdampfungsgrenze kann der hydrostatische Druckverlust nach [26] unter Berücksichtigung des Schlupfs wie folgt berechnet werden:

$$\Delta p_H = g \int_0^{\Delta H} \rho dH = g \sin \gamma \int_0^{\Delta \dot{x}} \rho dl = g \sin \gamma \int_0^{\Delta \dot{x}} [\varepsilon \rho_v + (1 - \varepsilon) \rho_l] dl \tag{2.79}$$

Der Gasvolumenanteil  $\varepsilon$  ergibt sich dabei nach *Rouhani* zu

$$\varepsilon = \frac{\frac{\dot{x}}{\rho_v}}{C \left[ \frac{\dot{x}}{\rho_v} + \frac{(1 - \dot{x})}{\rho_l} \right] + \frac{w_{rel}}{\dot{m}}} \tag{2.80}$$

mit

## 2. Grundlagen

$$C = 1 + 0,12 (1 - \dot{x}) \quad (2.81)$$

und der Relativgeschwindigkeit der beiden Phasen

$$w_{rel} = 1,18 [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25} \frac{(1 - \dot{x})}{\sqrt{\rho_l}} \quad (2.82)$$

Nach Überschreiten der Filmverdampfungsgrenze kann nach [23] infolge der fehlenden Wandbenetzung mit homogenem Massenfluß unter Verwendung der Gleichung (2.61) gerechnet werden. Dabei wird die homogene Dichte  $\rho_h$  nach Gleichung (2.43) verwendet.

**Druckänderung durch Beschleunigung bei Verdampfung** Nach [26] ist es ausreichend und meist sogar genauer, den statischen Beschleunigungsdruckverlust  $\Delta p_{B_1}$  bei Verdampfung mit dem homogenem Modell anstatt mit dem Schlupfmodell zu rechnen. Für instationäres Verhalten ergibt sich ein unterschiedlicher Massenfluss in den Knoten  $i$  und  $i + 1$ .

$$\Delta p_{B_1} = \dot{m}_{(i+1)}^2 \left( \frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\rho_{v,(i+1)}} + \frac{1 - \dot{x}_{(i+1)}}{\rho_{l,(i+1)}} \right) - \dot{m}_i^2 \left( \frac{\dot{x}_i}{\rho_{v,i}} + \frac{1 - \dot{x}_i}{\rho_{l,i}} \right) \quad (2.83)$$

Die Druckänderung über die Beschleunigung  $\Delta p_{B_0}$  nach der Zeit ergibt sich wie bei einphasiger Strömung (vergl. Gleichung (2.67)).

**Druckverlust bei Kondensation** Bei der Berechnung des Druckverlustes bei Kondensation wird ausgenommen dem Reibungsdruckverlust, wie bei der Verdampfung verfahren. Durch die während der gesamten Kondensation bestehende Wandbenetzung wird der hydrostatische Druckverlust allerdings nach dem Schlupfmodell ermittelt.

Der Reibungsdruckverlust  $\Delta p_R$  ergibt sich nach [47] mit

$$\Delta p_R = 4 \tau_v \frac{\Delta \dot{x}}{d} \quad (2.84)$$

Die Schubspannung zwischen Dampf und Kondensat  $\tau_v$  ist vom Reibungsbeiwert  $\lambda$ , der Dampfgeschwindigkeit  $w_v$  und der Dichte des Dampfes abhängig.

$$\tau_v = \frac{\lambda}{8} \rho_v w_v^2 \quad (2.85)$$

mit

$$w_v = \frac{\dot{m} \cdot \dot{x}}{\rho_v} \quad (2.86)$$

und

$$\lambda = (\lambda_{1ph,l}^3 + \lambda_{1ph,t}^3)^{1/3} \cdot \Phi^2 \quad (2.87)$$

Der Zwei-Phasen-Multiplikator  $\Phi$  wird mit

$$\Phi = 1 + 2,85 \dot{x}^{0,523} \quad (2.88)$$

und der laminare und turbulente Anteil des einphasigen Reibungsbeiwertes mit

$$\lambda_{1ph,l} = \frac{64}{Re_v} \quad \lambda_{1ph,t} = \frac{0,184}{Re_v^{0,2}} \quad Re_v = \frac{w_v d}{\nu_v} \quad (2.89)$$

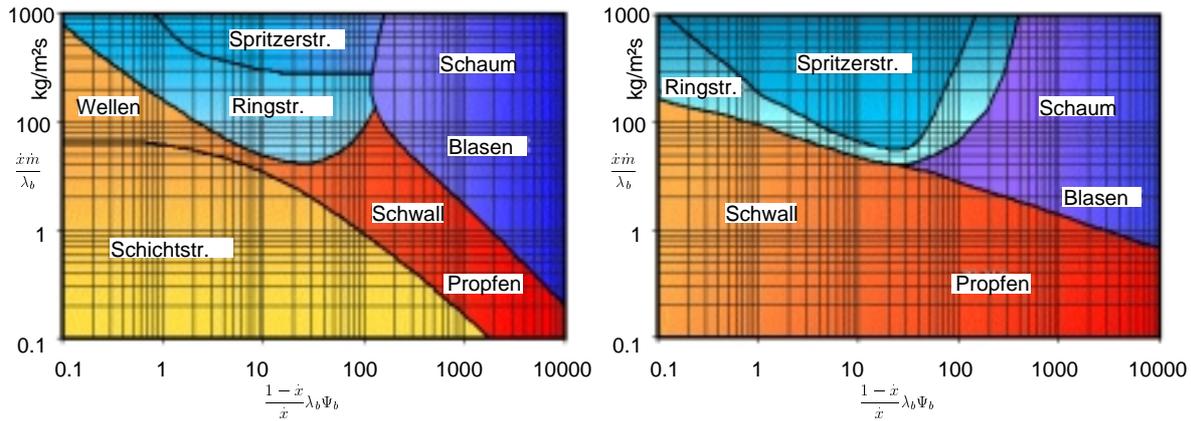
berechnet.

### 2.3.4. Strömungsformenkarten

Strömungsformenkarten sind der Versuch, die verschiedenen Strömungsformen in einem Diagramm zu klassifizieren. Dazu ist jedoch eine Charakterisierung der Strömungsform nötig, die unter Umständen starker individueller Interpretation unterliegt. Häufig existieren zwischen den Strömungsformen fließende Übergänge, sodass keine klare Abgrenzungslinie zu einzelnen Strömungsarten gefunden werden kann. Seit der genaueren Untersuchung der Zweiphasenströmung entstanden darum eine Vielzahl von verschiedenen Karten zur Vorhersage der Strömungsform. Im wesentlichen werden dabei Bereiche in einer zweidimensionalen Auftragung verschiedenen Strömungsformen zugeordnet. Eine in der Petrochemie eingesetzte und auf unterschiedliche Stoffpaare übertragene Strömungsformenkarte ist die von *Baker* [3]. Sie beruht auf umfangreichen Versuchen mit Luft/Wasser-Gemischen bei Atmosphärendruck und in Rohren von  $D \cong 25$  bis 100 mm. Zur Anwendung auf andere Stoffsysteme und andere Druckbereiche wurde von Baker die als Parameter verwendeten Gas- bzw. Flüssigkeitsmassenstromdichten erweitert. Dabei werden Verhältniszahlen aus den Stoffeigenschaften des vorliegenden Stoffpaares mit denen von Luft- bzw. Wasser bei Atmosphärendruck und 20 °C gebildet (vergl. Gleichung (2.90)). Mit dem Diagramm nach Baker (Abbildung 2.15) erhält man für überschlägige Berechnungen meist zufriedenstellende Ergebnisse. Bei höherem Druck ergeben sich jedoch größere Abweichungen. Verschiedene Forscher versuchten das Baker-Diagramm zu verbessern und auch auf eine nicht-adiabate Strömung zu übertragen, wobei jedoch noch keine befriedigende Lösung erreicht wurde [23].

Durch diese Art der Darstellung ist man auf zwei, der x- und der y-Achse zugehörige, unabhängige Variablen beschränkt. Zumeist werden für diese die Leerrohrgeschwindigkeiten der Flüssigkeit und des Gases, oder verallgemeinerte Parameter, die diese enthalten, gewählt. Hewitt und Roberts [22] verwenden als Achsenparameter die Impulsstromdichten ( $\rho_j u_j^2$ ) der beiden Phasen. Jedoch kann diese Karte nur als grobe Einschätzung der Strömungsform dienen, da die Auftragung über der Impulsstromdichte nicht geeignet ist, um den Einfluss der physikalischen Fluideigenschaften und des Kanaldurchmessers widerzuspiegeln (vergl. [4]). Die Idee ist darum, die Übergänge von einer Strömungsform in die andere zu untersuchen, und diese möglichst für einen großen Anwendungsbereich zu beschreiben. Der Verlauf der Übergangslinien wird in diesem Fall in Abhängigkeit von anderen wichtigen Strömungsparametern wie den Flüssigkeits- und Dampfmassenstromdichten, der Fluideigenschaften, dem Rohrdurchmesser und der Neigung der Rohres beschrieben. Für einen Satz von diesen (konstanten) Größen kann dann eine Strömungsformenkarte erzeugt werden. Taitel und Dukler [45] haben ein solches Modell zur Vorausberechnung der Strömungsformen entwickelt. Auf

## 2. Grundlagen



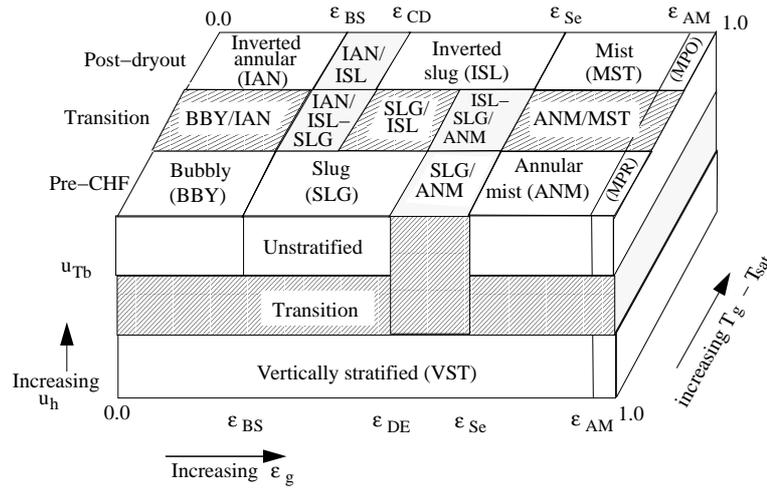
$$\lambda_b = \left[ \frac{\rho_g}{\rho_{Luft}} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_{H_2O}} \right]^2 \quad \Psi_b = \left( \frac{\sigma_{H_2O}}{\sigma_l} \right) \left[ \frac{\eta_l}{\eta_{H_2O}} \left( \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_l} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.90)$$

**Abbildung 2.15.:** Diagramm zur Bestimmung der Strömungsform für adiabate Strömung im waagrecht (linkes Diagramm) und senkrechten (rechtes Diagramm) Rohr nach Baker (aus [33])

diese soll hier jedoch nicht weiter eingegangen werden. Die Beschreibung der Strömungsformen nach *Taitel* und *Dukler* ist z.B. in [4] zu finden. Eine Umsetzung dieses Modells mit einigen Modifikationen in Programmcode fand z.B. im Simulationsprogramm **RELAP** statt. Hier wurden die Übergangslinien der Strömungsformen durch Übergangsbereiche erweitert (vergl. Abbildung 2.16 schraffierte Flächen). Die dreidimensionale Darstellung der Strömungsformenkarte, für ein senkrecht Rohr ist in Abbildung 2.16 veranschaulicht. Es existieren in dieser Formulierung Abhängigkeiten zu der homogenen Geschwindigkeit  $u_h$  der Gasvolumenanteile  $\varepsilon$  und der Dampfüberhitzung  $T_g - T_{sat}$ . Weiterhin wird zwischen geschichteter (stratified) und ungeschichteter (unstratified) Strömung unterschieden (abhängig von der homogenen Geschwindigkeit). Grenzen hierbei sind die Taylor Blasengeschwindigkeit  $u_{Tb}$  und ein minimaler Gasvolumenanteil in dem betrachteten Knoten sowie in den darunter und darüber liegenden Knoten. Liegt ungeschichtete Strömung vor, wird in diesem Modell zwischen Bereichen verschiedener Wärmestromdichten (bzw. der Temperaturdifferenz  $T_g - T_{sat}$ ) unterschieden. Unterhalb der kritischen Wärmestromdichte (Pre-CHF) treten die in Abschnitt 2.3.1.2 dargestellten Strömungsformen auf. Oberhalb der Filmverdampfungsgrenze (Post-dryout) kann es zu einer Strömungsumkehr kommen (z.B. inverted annular, inverted slug). Die Übergangsfunktionen zu den verschiedenen Strömungsformen sind ausführlich in [34] beschrieben. Die weitere Beschreibung in dieser Arbeit würde zu weit führen. Es sollte hier gezeigt werden, dass ausführliche empirische Modelle schon in bestehende Simulationsprogramme implementiert wurden.

### 2.3.5. Wärmeübergang bei der Verdampfung

Die Berechnung des Wärmeübergangs in Verdampferrohren ist von einer Vielzahl von Einflussgrößen abhängig. In der Hauptsache sind dies die Massenstromdichte  $\dot{m}$ , die Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , der Anteil des Dampfmassenstroms  $\dot{x}$ , der Siededruck  $p_{sat}$  sowie die Stoffeigenschaften der flüssigen und gasförmigen Phase des Wärmeträgers. Durch das Auftre-



**Abbildung 2.16.:** Schema der Strömungsformenkarte für ein senkrecht Rohr im Simulationsprogramm RELAP. Schraffierte Flächen bedeuten Übergangsbereiche (aus [34])

ten einer Zweiphasenströmung gibt es unterschiedliche oben beschriebene Strömungsformen mit unterschiedlicher Benetzung der Rohrwand, was den Wärmeübergang ebenfalls beeinflusst. Zur Berechnung des Wärmeübergangs benötigt man darum die Kenntnis der aktuellen Strömungsform im betrachteten Rohrsegment. Weiterhin muss auch hier zwischen einem senkrechten und einem waagrechten Rohr unterschieden werden. Zur Ermittlung der Strömungsform kann man bei Handrechnungen gut mit den Strömungsformenkarten arbeiten. In einer Simulation müssen die Übergänge der Strömungsformen jedoch in funktionale Abhängigkeiten gebracht werden. Dies führt bei aufwändigen Modellen (z.B. *Taitel und Dukler* [34]) zu wenig anschaulichen Anhäufungen von Gleichungssystemen. Aus diesem Grund wird hier auf die Beschreibung der Berechnung des Wärmeübergangs unter Verwendung der Strömungsformenkarte nach *Taitel und Dukler* verzichtet. Der interessierte Leser sei dazu auf die Literatur (z.B. [34], [35] und [4]) verwiesen.

Für den Wärmeübergang (außer bei unterkühltem Sieden) in waagrechten Rohren verwendet *Streicher* bei der Berechnung von Wärmeübergängen in Wärmepumpenkreisläufen [41] die Unterscheidung der Strömungsformen nach *Danilowa* (vergl. Tabelle 2.1). Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wand auf das Zweiphasengemisch wird nach *Slipčević* [38] vorgenommen. Hierbei wird der Wärmeübergangskoeffizient für die unterschiedlichen Bereiche jeweils als Mischung aus dem Wärmeübergang für die gesättigte Einphasenströmung  $\alpha_l$  und dem Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden  $\alpha_B$  berechnet. Für den Bereich der Blasenströmung (Index I) wird für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, bei  $\dot{x} > 0$

$$\alpha_I = \sqrt{(\alpha_l^2 + \alpha_B^2)} \quad (2.91)$$

angenommen.  $\alpha_l$  wird dabei aus der dimensionslosen Beziehung

$$Nu_l = \frac{\alpha_l d_{hv}}{\lambda_l} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (2.92)$$

ermittelt, wobei die Reynolds-Zahl und die Prandtl-Zahl durch die Beziehungen

## 2. Grundlagen

$$Re_l = \frac{w_l d_{hv} \rho_l}{\eta_l} \quad (2.93)$$

und

$$Pr_l = \frac{\eta_l c_{p,l}}{\lambda_l} \quad (2.94)$$

gegeben sind.

Die tatsächliche mittlere Strömungsgeschwindigkeit beträgt

$$w_l = \frac{\dot{m} \cdot (1 - \dot{x}_m)}{\rho_l \cdot (1 - \dot{\epsilon}_m)} \quad (2.95)$$

während für den hydraulischen Durchmesser die Beziehung

$$d_{hv} = d_h \cdot \sqrt{1 - \dot{\epsilon}_m} \quad (2.96)$$

gilt. Der Anteil am Dampfstrom ergibt sich aus

$$\dot{\epsilon} = \beta - 2,55 \cdot \beta (1 - \beta)^{0,36} \cdot (Fr Ga)^{-0,11} \quad (2.97)$$

mit:

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1-\dot{x}}{\dot{x}} \cdot P} \quad P = \frac{\rho_v}{\rho_l} \quad (2.98)$$

Für die Galilei-Zahl gilt die Beziehung

$$Ga = \frac{g \cdot l_0^3 \cdot \rho_l^2}{\eta_l^2} \quad (2.99)$$

in welcher für die Laplace-Konstante  $l_0$  die Gleichung

$$l_0 = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.100)$$

gilt. Für die im Folgenden notwendige Unterscheidung der Strömungsformen wird Tabelle 2.1 verwendet.

<b>Froude-Zahl, <math>Fr</math></b>	<b>Grenzwert <math>\dot{\epsilon}_{gr}</math></b>	<b>Übergang von der</b>
beliebig	$\dot{\epsilon}_{gr} = 0,38$	Blasenströmung in die Wellenströmung
$0,06 \leq Fr \leq 0,10$	$\dot{\epsilon}_{gr} = 1,09 + 0,16 \ln Fr$	Wellenströmung in die Schichtenströmung
$Fr \leq 0,06$	$\dot{\epsilon}_{gr} = 0,63$	
$Fr \geq 0,10$	$\dot{\epsilon}_{gr} = 0,52 - 0,085 \ln Fr$	Wellenströmung in die Wellen-Ringströmung
$Fr \leq 0,10$	$\dot{\epsilon}_{gr} = 0,60 - 0,087 \ln Fr$	Schichtenströmung in die Ringströmung
$Fr \geq 0,10$	$\dot{\epsilon}_{gr} = 0,80$	Wellen-Ringströmung in die Ringströmung

**Tabelle 2.1.:** Grenzwerte des Anteils am Dampfstroms für den Übergang von einer zur anderen Strömungsform (aus [41])

Den Wärmeübergang für das Blasensieden  $\alpha_B$  in der Nähe des Umgebungsdrucks erhält man nach *Fritz* [47] durch die einfach empirische Zahlenwertgleichung

$$\alpha_B = 1.95 q_i^{0.72} p^{0.24} \quad (2.101)$$

beschrieben, wobei  $\alpha$  in  $\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $q_i$  in  $\text{W/m}^2$  und  $p$  in bar einzusetzen sind. Mit einem Gültigkeitsbereich von:  $10^4 \text{ W/m}^2 < q_i < 10^6$  und  $0.5 \text{ bar} < p < 20 \text{ bar}$  ist Gleichung (2.101) gut für die Übertragung auf das Solarabsorberrohr geeignet.

Im Bereich der Wellenströmung (Index II) und der Schichtenströmung (Index III) gilt für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten die Beziehung

$$\alpha_{II} = \alpha_{III} = 0,58 \cdot (\dot{x}_m)^{-0,194} \cdot \sqrt{\alpha_l^2 + \alpha_B^2} \quad (2.102)$$

wobei  $x_m$  die mittlere Dampffizier im betrachteten Bereich darstellt.

Für den Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der Wellen-Ringströmung (Index IV) gilt

$$\alpha_{IV} = \sqrt{\alpha_l^2 + \alpha_B^2} \quad (2.103)$$

während sich bei der Ringströmung (Index V) der Wärmeübergangskoeffizient aus

$$\alpha_V = \sqrt{\alpha_l^2 + (1 + 36,5 \cdot 10^{-9} \cdot K_D^{1,5}) \cdot \alpha_B^2} \quad (2.104)$$

mit

$$K_D = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_v \cdot \dot{x}_m}{\dot{q}_i \cdot \dot{\epsilon}_m \cdot P} \quad (2.105)$$

ergibt.  $\Delta h_v$  ist hierbei die Verdampfungsenthalpie. Mit den Gleichungen ist es möglich den Wärmeübergangskoeffizienten von der Wand an das Fluid in ausreichender Genauigkeit für die beim Solarkollektor geltenden Randbedingungen zu ermitteln<sup>13</sup>. Allerdings sind intermittierende Strömungsformen wie die Schwallströmung oder die Pfropfenströmung nicht berücksichtigt. Für diese müssen ggf. getrennte Strömungsstabilitätsbetrachtungen angestellt werden (vergl. [23] und [17]).

## 2.4. Die Simulationsumgebung ColSim

**ColSim** wurde von Christof Wittwer im Rahmen von [12] zur Untersuchung und Optimierung von Regelungskonzepten in solarthermischen Anlagen entwickelt. In dieser Arbeit wurde **ColSim** verwendet, um die einzelnen o.g. Phasen des Stillstandsablauf in einem vereinfachten Simulationsmodell zu implementieren. Dabei sollten die **ColSim** zur Verfügung stehenden Basismodelle für Kollektor und Rohrleitung so angepasst werden, dass die Verdampfungsvorgänge abgebildet werden können. Im folgenden sollen darum die Funktionsweise der Simulationsumgebung dargestellt werden.

<sup>13</sup>dies sind insbesondere kleine Wärmestromdichten und kleine Massenstromdichten

### 2.4.1. Konzept

Die gängigen Simulationsprogramme verfügen meist nicht über die nötige Zeitauflösung oder bilden die Komponenten für dieses Anwendungsgebiet nur unzureichend genau ab. Programme wie TRNSYS [46], BLAST u.a. wurden für energetische Jahresbilanzen<sup>14</sup> konzipiert und arbeiten deshalb mit Zeitschrittweiten typischerweise im Stundenbereich. Reale Regler haben aber im allgemeinen wesentlich kürzere Reaktionszeiten (z.B. *PI-Regler*). Rechenzeitschritte im Bereich dieser Reaktionszeiten sind also notwendig, um überhaupt von einer wirklichkeitsnahen Abbildung des Regelungsverhaltens sprechen zu können. In diesem Sinne soll **ColSim** möglichst die identischen Regelungsalgorithmen der in der Praxis verwendeten *Micro-Controller*-Regelungen benutzen, um künftig eine Exportfunktion für derartige Hardware zu unterstützen.

**ColSim** verwendet finite Differenzentechnik (siehe Abschnitt 2.4.2) und erlaubt daher eine zeitliche Auflösung der Systemdynamik im Sekundenbereich. Die gesamtenergetische Jahresbilanz von komplexen Anlagen steht am Ende einer detaillierten und zeitlich hoch aufgelösten Analyse der Regelungstechnik. Kleine Schrittweiten haben eine Erhöhung des numerischen Aufwands zur Folge, die durch die höhere Rechenleistung schon heute kompensiert werden kann. Daher wurde für die Implementation ein *32-Bit C-Compiler* benutzt, der bereits als *Public Domain Software* auch für den *PC*-Bereich<sup>15</sup> zur Verfügung steht.

Beim Konzeptentwurf von **ColSim** stand die Einbindung von weit verbreiteten *Public Domain* Modulen im Vordergrund, um unnötigen Programmieraufwand zu vermeiden. Infolge der internationalen Kommunikationstechnik (*INTERNET*) ist es möglich und üblich geworden, wissenschaftliche Arbeiten und Software auszutauschen. Gerade hochwertige Softwarerwerkzeuge, die in nahezu allen wissenschaftlichen Bereichen benötigt werden, kann jeder man kostenfrei beziehen. Die Softwarepflege erfolgt durch die fortgeschrittenen Benutzer, die ihre Erfahrungen und Verbesserungsvorschläge<sup>16</sup> direkt an den (oder die) Softwareentwickler via *e-mail* richtet. Grundlage dazu ist natürlich die Freigabe der Software im *Sourcecode*. In diesem Sinne soll sich **ColSim** eingliedern in diese Philosophie, d.h. vornehmlich im Forschungs- und Entwicklungsbereich Verwendung finden. Diese Praxis existiert heute immer noch fast ausschließlich in *UNIX* Betriebssystemen<sup>17</sup>, da diese in den meisten wissenschaftlichen Instituten zum Einsatz kommen. **ColSim** wurde zunächst für das *PC*-Betriebssystem *Linux (PD)* freigegeben, weil in den meisten Distributionen das komplette Softwarepaket zur Verfügung steht, das in der **ColSim** Umgebung zur Anwendung kommt. Einer Portierung des Simulationsprogramms auf andere Plattformen<sup>18</sup> steht nichts im Wege, da die Implementierung in der standardisierten Syntax (*ANSI-C*) der Programmiersprache *C* entstand. Ein entsprechender *Compiler* befindet sich auf nahezu jeder Plattform.

Die einzelnen Anforderungen an Simulationsprogramme sind durch die Verwendung von *Windows*-Oberflächen heutzutage wesentlich erhöht worden: eine graphische Eingabe erhöht die Transparenz von komplexen Systemen wesentlich. Wichtig ist allerdings, dass die kompakte, informative Textebene (*ASCII*) nicht verloren geht. Hierin unterscheiden sich oft

---

<sup>14</sup>Die grundlegenden Algorithmen entstanden in den frühen 70er Jahren.

<sup>15</sup>gcc: gnu-C-Compiler

<sup>16</sup>Debugging: Fehlerbeseitigung

<sup>17</sup>Linux, SUN, HP, IBM, Silicon Graphics, etc.

<sup>18</sup>Oftmals wird nach einer **ColSim** Version für *MS-Windows* gefragt. Die Kompilation des Kernprogramms stellt kein Problem dar. Allerdings ist die Portierung der benutzen PD-Software Umgebung sehr wohl problematisch, da sie auf dem X-Windows System basiert.

kommerzielle und öffentliche Software ganz erheblich.

Um dieser Anforderung gerecht zu werden, wurde **ColSim** mit der Schnittstelle zu dem Zeichenprogramm *XFIG* [50] ausgerüstet. Ähnlich wie das kommerzielle *TRNSYS-Tool* „*PRESIM*“ oder die blockschaltbildorientierte Oberfläche von *Matlab/Simulink* wird das System aus graphischen Bibliothekselementen zusammengestellt und vernetzt. Die Parametrisierung erfolgt im kompakten *ASCII*-Modus oder direkt im Graphikobjekt. Mit einem Konvertierungsprogramm (*fig2dek*) wird aus dem graphischen Anlagenobjekt in **ColSim** ein Simulationsskript „*sim.dek*“ extrahiert, das die Eingabedatei zur Simulation darstellt.

Die Simultan-Darstellung (*Online-Plotter*) der Simulationsergebnisse ist ebenfalls ein wichtiges Werkzeug, das für den effizienten Umgang mit Simulationen unerlässlich ist. Fehler, die durch das Erstellen von Systemen entstehen, können somit interaktiv sehr schnell korrigiert werden. Die *Online*-Visualisierung des Systemzustands wird in **ColSim** durch die Einbindung des *Public Domain* Programms *GNUPLOT* [15] realisiert, das alle notwendigen *Plot*-Funktionen zur Verfügung<sup>19</sup> stellt. *GNUPLOT* wird aus **ColSim** optional als externer Prozess aufgerufen<sup>20</sup>, eine Nutzung der *Dual-Prozessor* Technik führt daher zur wesentlichen Verkürzung der Berechnungszeit, da der Visualisierungsprozess parallel bearbeitet werden kann.

Die Koordination der Simulation kann in **ColSim** via Menü-Umgebung erfolgen; dazu wird wiederum ein frei verfügbares Graphik-Tool „*TCL/TK*“ verwendet. *TCL/TK* benutzt eine offene Skriptsprache und ist für *UNIX* und *MS-Windows* verfügbar. Konvertierungen des Simulationsskriptes (*fig2dek*) aus dem Graphikobjekt, Editierfunktionen, Simulationsstart und -abbruch erfolgen mit Hilfe der Menü-Führung sehr schnell. Die Transparenz der eigentlichen Funktionsaufrufe geht dabei nicht verloren, d.h. jede Funktion in **ColSim** kann im Kommandofenster auch „von Hand“ aufgerufen werden. Eine Nutzung verteilter Rechenleistung<sup>21</sup> in vernetzten Rechnersystemen stellt mit **ColSim** kein Problem dar, da die Simulation ebenso unabhängig von einer graphischen Ein- und Ausgabe erfolgen kann. Das Betriebssystem *UNIX* stellt mit dem *Taskbroker* alle Funktionen, die für eine optimale Verteilung der Rechenleistung in vernetzten *UNIX*-Netzen notwendig sind.

### 2.4.2. Energiefluss bei der Plug-Flow Modellierung

**ColSim** nutzt zur Berechnung der Modelle finite Differenzentechnik, die innerhalb der Komponenten implementiert ist. Dabei findet ein modifiziertes *Euler-Verfahren*<sup>22</sup> Anwendung, das sich für die ohnehin nötige hohe Zeitauflösung eignet. Im Gegensatz zu den meisten Systemsimulationsprogrammen wird in **ColSim** keine Gleichungsmatrix separiert, die von einem externen Solver gelöst wird. Der Vorteil der verteilten Berechnung liegt in der individuell auf das Anlagenschema bezogenen Berechnungsabfolge der *UNITS*. Dabei wird die Abbildung des Totzeitverhaltens von Rohrleitungen sowie eine effiziente Massenstrombilanzierung möglich (nichtlineares System). Gerade bei verzweigten Rohrleitungssystemen bieten konventionelle Löser wenig effiziente Möglichkeiten zur Fehlerkontrolle.

<sup>19</sup>*GNUPLOT* wurde ebenfalls zur Erstellung der Diagramme dieser Arbeit benutzt;

<sup>20</sup>Dies erfolgt mit Hilfe des *popen()*-Befehls unter C.

<sup>21</sup>vgl. parallele Berechnung bei Parametervariationen

<sup>22</sup>das explizite *Euler-Verfahren* fordert im Gegensatz zu anderen Integrationstechniken eine sehr hohe Zeitauflösung, da es sonst instabil werden kann. Für **ColSim** ergeben sich dennoch einige entscheidende Vorteile dieser Technik.

## 2. Grundlagen

Duffie [10] beschreibt die Plug-Flow Technik zur Modellierung von Schichtspeichern, um die Temperaturschichtung möglichst exakt abzubilden. Hierbei wird der Speicher in Abhängigkeit des Eintrags in homogene isotherme Zonen eingeteilt und zeitlich verschoben. Die Segmente können unterschiedlich groß werden und sich ggf. durch Vermischung vergrößern. In **ColSim** wird eine ähnliche Technik benutzt, um den Fluidstrom durch die Leitungselemente (*pipe.c*) abzubilden. Dazu wird unter Zugrundelegung der hohen Zeitauflösung ein *Plug* folgendermaßen definiert:

$$\Delta Q_{plug} = \dot{M}_{cP} \cdot [T_{Plug} - T_{ref}] \cdot h; \quad \text{wobei } T_{ref} := 0^\circ C \quad (2.106)$$

Die Referenztemperatur  $T_{ref}$  wird mit  $0^\circ C$  definiert, um keine unnötigen Rechenoperationen auszulösen. Die Rechenschrittweite  $h$  legt also den Betrag der Energie des Plugs fest, der zwischen den hydraulischen *UNITS* ausgetauscht wird. Eine hydraulische *UNIT* benötigt also mindestens zwei *INPUTS* zur Beschreibung des Wärmestroms:

$$inp[i_{unit}][1] = \Delta Q_{plug} \quad (2.107)$$

$$inp[i_{unit}][2] = \dot{M} \quad (2.108)$$

Dabei kennzeichnet der Index  $i_{unit}$  die eindeutige *UNIT* im Simulationsskript, der 2. Index die Kanalbezeichnung des Eingangs. Meist wird zur Schnittstellenbeschreibung lediglich Temperatur und Massenstrom (vgl. [46]) verwendet, um den Eintrittswärmestrom einer *UNIT* erneut zu berechnen. Dieser Berechnungsschritt entfällt bei der Beschreibung durch die Plug-Flow Modellierung.

Es gibt noch weitere wesentliche Vorteile der Methode:

- Die Energie kann als diskretes Profil im Totzeitregister (*FILO-STACK*) abgelegt werden
- Zweigwärmeströme in Knotenpunkten werden direkt durch die *Plugs* bilanziert

Während von der diskreten Temperaturprofil-Technik in dem Rohrleitungsmodul Gebrauch gemacht wird, um die Totzeiteffekte abzubilden, findet das *Plug* auch direkte Verwendung in der diskreten Knotenpunktgleichung:

$$M_{cP} \cdot \frac{dT_{node}}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \quad (2.109)$$

$$M_{cP}(T_{node,k} - T_{node,k-1}) \approx \Delta Q_{plug,in} - \Delta Q_{plug,out} - kA(T_{node,k} - T_{Umg}) \cdot h + \dots \quad (2.110)$$

In **ColSim** wird nun noch eine Integration bzw. eine Summation über die gesamte Simulationszeit durchgeführt, um die momentane Knotentemperatur (Zustand) zu berechnen:

$$Q_{node} = Q_{node,init} + \sum_{i=1}^n \left( \sum_{t=0}^k \dot{Q}_{i,t} \cdot h \right) + \sum_{j=1}^2 \left( \sum_{t=0}^k \dot{Q}_{j,t} \cdot h \right) \quad (2.111)$$

$$\sum_{t=0}^k \dot{Q}_{i,t} \cdot h = \sum_{t=0}^{k-1} \dot{Q}_{i,t} + \dot{Q}_{i,k} \cdot h \quad i:Zweigindex \quad (2.112)$$

$$\sum_{t=0}^k \dot{Q}_{j,t} \cdot h = \sum_{t=0}^{k-1} \Delta Q_{plug,j,t} + \Delta Q_{plug,j,k} \quad j:Plugindex \ 1:in2:out \quad (2.113)$$

Gleichung 2.111 gibt die Energieerhaltung eines Knotenpunktes wieder, indem sich der Ladezustand aus der Initialisierungsenergie und der zu- bzw. abgeführten Energie ergibt. Die Bilanzierung erfolgt über den gesamten Simulationszeitraum, um den numerischen Approximationsfehler zu minimieren. Gleichung 2.112 zeigt den Weg der Berechnung dieser Zweigenergien in **ColSim**. Im aktuellen Zeitschritt  $t = k$  wird lediglich  $\dot{Q}_{i,k} \cdot h$  berechnet, und zu dem im Speicher abgelegten Summenwert<sup>23</sup> hinzuaddiert. Im Falle des Zweigwärmestroms (vgl. Gleichung 2.113) über den *Plug Flow* Mechanismus wird das *Plug* direkt übergeben und summiert, ohne eine notwendige Multiplikationsoperation. Weiterhin bedeutet das, dass die Zweigenergie, die als *Plug Flow* aus einer *UNIT* abgegeben wird, exakt identisch in der folgenden *UNIT* als Zweigintrittsergie zur Verfügung steht. Damit bleiben die numerischen Fehler, die besonders bei der Multiplikation und Division einer diskretisierten Fließkommazahl entstehen, im Bereich der Genauigkeit einer (*double*) Fließkommazahl. Typische Approximationsfehler<sup>24</sup>, die in **ColSim** bei einer Jahressimulation einer Solaranlage mit einer sekundlichen Auflösung entstehen, erreichen Werte kleiner als 100 Ws; im Vergleich zu einem Gesamtenergiestrom von mehreren Megawattstunden sind sie daher zu vernachlässigen.

Die Knotenpunkttemperatur<sup>25</sup> berechnet sich schließlich bei bekannter Kapazität direkt aus dem Ladezustand  $Q_{node}$ , sofern linearer Zusammenhang von Enthalpie und Temperatur herrscht:

$$T_{node} = \frac{Q_{node}}{M_{CP}} \quad (2.114)$$

Während der Ladezustand in **ColSim** meist mit einer Variablen *energy* gekennzeichnet ist, wird das Array der Knotenpunkttemperaturen  $T_{node}[i_{node}]$  in einem Feld *deriv[unit][i\_node]*<sup>26</sup> verwaltet.

### 2.4.3. Fehleranalyse zur Simulationslaufzeit

Die Komplexität von Solarsystemen macht es gerade bei flexiblen modularen Simulationswerkzeugen notwendig, Vorkehrungen zur automatischen Fehlererkennung zu verwenden.

<sup>23</sup>Dazu wird im Sourcecode das Array `qp_sum[i_unit][i_node][i_path]` benutzt.

<sup>24</sup>nicht zu verwechseln mit dem Fehler des Lösers der Differentialgleichung

<sup>25</sup>Diese Gleichung gilt bei der Voraussetzung einer Bezugstemperatur von 0 °C.

<sup>26</sup>derivative: engl. Ableitung; Die Initialisierungstemperatur, die die Anfangsenergie des Knotenpunktes festlegt, wird über das Skript '*sim.dek*' (Schlüsselwort *DERIV*) übergeben.

## 2. Grundlagen

Hier unterscheiden sich die Softwarekonzepte oftmals erheblich: Einerseits kann durch Einschränkung der Flexibilität, beispielsweise durch Festlegung der Anlagenstruktur, eine gewisse Fehlerquelle ausgeschlossen werden. Andererseits macht die Modularität eines Systemsimulationsprogramms die oft notwendige Flexibilität aus, so dass auch hier Verfahren entwickelt werden müssen, die eine weitgehende Fehlerkorrektur ermöglichen. So liegt heute der Zeitaufwand bei Systemsimulationsprojekten, die auf modularen Konzepten beruhen, nicht im Entwurf des Systems, sondern im wesentlichen bei Fehleranalyse und Lokalisierung.

In **ColSim** wurden zwei fundamentale Verfahren verwendet, die sehr oft eine schnelle Fehlererkennung (durch Simulationsabbruch) gestatten:

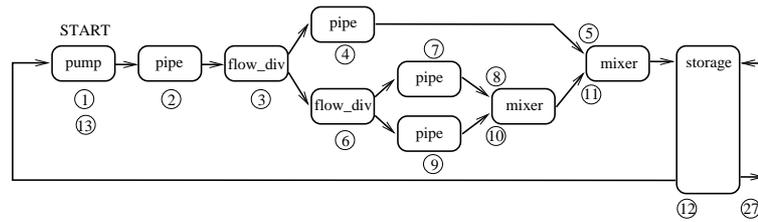
- Massenstrombilanzierung
- Systemenergiebilanzierung

Die Massenstrombilanzierung überprüft auch in verzweigten hydraulischen Netzen die korrekte Rückführung des Massenstroms auf die Pumpe. Grundlage dazu ist die Einschränkung auf die Betrachtung geschlossener Systeme. Die Systemenergiebilanzierung umfasst die Auswertung der reservierten Ausgangsgrößen jeder *UNIT*, wo Gesamtsystemverluste, Gewinne und innere Energie der Kapazitäten übergeben werden. Gerade bei der Neuentwicklung von Komponenten erweist diese Funktion wertvolle Dienste. Hintergrund dieser Betrachtung ist der Bezug auf eine fest definierte Systemgrenze, die zwischen „Wärmeströmen im System“ und „Wärmeströmen an die Systemumgebung“ differenziert.

### 2.4.3.1. Massenstrombilanzierung

In **ColSim** wird jeder geschlossene hydraulische Kreis separat berechnet, indem ausgehend von der Pumpe jede darauffolgende Komponente mit dem bereits aktualisierten *OUTPUT*-Vektor berechnet wird. Konvergenzprobleme, die durch die Anordnung von *UNITS* entstehen, werden somit prinzipiell umgangen. Die Ermittlung der hydraulischen Abfolge erfolgt mit Hilfe der Routine *'init\_set\_mp.c'*. Sie gewährleistet speziell auch bei verzweigten Rohrleitungssystemen die Aktualität der *INPUT*-Größen. Teilt sich der Massenstrom beispielsweise an einem T-Stück *'flow\_diverter'*; so muss<sup>27</sup> er am zugehörigen *'mixer'* wieder zusammengeführt werden. Die Aufteilung des Massenstroms erfolgt durch die Eingangsgröße *'ctr'* am *flow\_diverter*, sie wird entweder fest vorgegeben oder vom *Controller* geliefert. Innerhalb eines Zweiges darf ein erneutes Verzweigen erfolgen, **ColSim** legt die Informationen in einem Stack ab. Abbildung 2.17 zeigt eine Abfolge (eingekreiste Ziffer), die durch die Routine *init\_set\_mp.c* festgelegt werden könnte: Am Verzweigungselement wählt die Prozedur zunächst willkürlich die obere Verbindung (4), bis die Auswertung des *mixers* (5) ergibt, dass für die Berechnung des Austrittsmassenstroms noch die Aktualisierung des zweiten Eingangs erfolgen muss. Folglich wird die Bearbeitung bei Ziffer 6 fortgesetzt, um den zweiten Zweig zu vervollständigen. Vergleichbar mit der Klammerrechnung in der Mathematik muss der „Inhalt“ jedes Zweiges zunächst erfüllt werden, bevor die Austrittsgröße des Mischers (*mixer*) bestimmt werden kann. Letztendlich muss der Massenstrom, der durch die

<sup>27</sup>Das paarweise Auftreten von *'diverter'* und *'mixer'* stellt eine notwendige Voraussetzung in **ColSim** dar. Jede Brauchwasser- oder Heizungsanlage lässt sich als geschlossenes System beschreiben.



**Abbildung 2.17.:** Verzweigungskonventionen: Das hydraulische Netz wird während eines Simulationsschrittes, ausgehend von der Pumpe, gemäß den eingetragenen Ziffern, ausgeführt. Dabei wird eine Verzweigung am 'flow\_diverter' solange verfolgt, bis ein Austrittsmassenstrom eines 'mixers' nicht mehr eindeutig bestimmt werden kann.

Pumpe aufgeprägt wurde, im gleichen Zeitschritt  $t_k$  auch wieder am Eingang der Pumpe erscheinen, andernfalls wird die Massenstrombilanz die Simulation an dieser Stelle abbrechen. Im *TYPE pump.c* erfolgt beim zweiten Aufruf innerhalb des Zeitschritts:

$$\left| (\dot{M}_{out,k} - \dot{M}_{in,k}) \right| >= \varepsilon_M \implies \text{Abbruch Massenstrombilanz} \quad (2.115)$$

Totzeiten im Massenstrom einer Komponente oder eines Zweiges (z.B. Auffüllen eines Behälters) führen in **ColSim** ebenfalls zu einem Abbruch der Simulation, da hier das o.g. Kriterium nicht erfüllt wird. In dieser Arbeit wurde die Simulationsumgebung dahingehend erweitert eine Gesamtmassenbilanz im System durchzuführen (siehe Abschnitt 5.2.3.1).

### 2.4.3.2. Systemenergiebilanzierung

Zur weiteren Fehlerkontrolle, die zur Simulation komplexer Netzwerke unerlässlich ist, ist die Einbindung der Systemenergiebilanzierung in **ColSim** die entscheidende Funktion:

- es erfolgt eine Trennung der internen und externen System-Energieströme
- die externen Energieströme werden über den *OUTPUT* Vektor nach außen gegeben

Durch die Konvention, dass die Elemente 6, 7 und 8 des *OUTPUT*-Vektors  $out_{current}$  für Systemgewinn, -verlust und gespeicherte Energie reserviert werden, lässt sich eine globale Bilanzierung bewerkstelligen.

$$out_{current}[i_{unit}][6] : \Delta Q_{gain} [Ws] \quad (2.116)$$

$$out_{current}[i_{unit}][7] : \Delta Q_{loss} [Ws] \quad (2.117)$$

$$out_{current}[i_{unit}][8] : Q_{capacity} [Ws] \quad (2.118)$$

Die gespeicherte Energie  $Q_{capacity}$  entspricht der Ladung aller thermischen Kapazitäten, die sich in der Komponente befinden (z.B. Pufferwasser) und bezieht sich auf die bereits definierte Referenztemperatur von  $T_{ref} = 0^\circ C$ . Systemgewinne  $\Delta Q_{gain}$  und -verluste  $\Delta Q_{loss}$  werden ebenfalls als Energie in  $[Ws]$  im momentanen Zeitschritt angegeben und beziehen sich auf diejenigen Wärmeströme, die *nicht* innerhalb des *UNIT*-Verbundes fließen. So ist

## 2. Grundlagen

beispielsweise der Wärmestrom eines Kollektors an das folgende Rohrelement ein „systeminterner“ Wärmestrom, während der Verlustwärmestrom des Kollektors an die Umgebung als „systemextern“ deklariert wird.

Die übergeordnete Prozedur *'energy\_outcome.c'* prüft nach Ablauf jedes Simulationszeitschrittes  $h$  die Systemenergie, indem Gewinne, Verluste und gespeicherte Energie bilanziert werden.

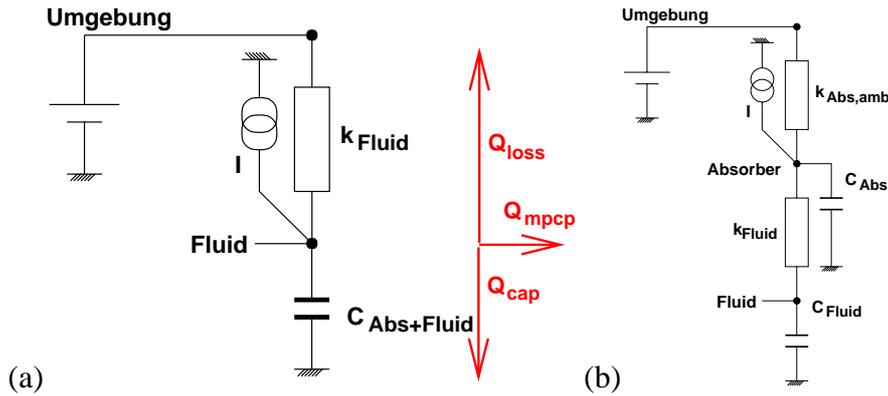
$$\left| \left( Q_{sys,init} + \sum_{i=1}^{unit-max} \left( \sum_{t=0}^k (\Delta Q_{gain,i,t} - \Delta Q_{loss,i,t}) \right) - \sum_{i=1}^{unit-max} Q_{capacity,i} \right) \right| \geq \epsilon_{Q_{sys}} \Rightarrow \text{Abbruch Systemenergiebilanz} \quad (2.119)$$

Gleichung 2.119 stellt die Energiebilanzgleichung des thermischen Systems mit  $unit - max$  Komponenten dar. Bei Initialisierung zum Zeitschritt  $t = 0$  wird von jeder *UNIT* die Initialisierungsenergie, die in den thermischen Kapazitäten steckt, ausgegeben. Nach Ablauf des Simulationszeitschrittes  $t = 0$  wird die Systeminitialisierungsenergie  $Q_{sys,init}$  aus der Summe aller Komponenten gebildet. Diese Energie bleibt über den gesamten Simulationszeitraum konstant und wird stets mit dem momentanen Systemzustand  $\sum Q_{capacity,i}$  und mit der kumulierten Gewinn- und Verlustenergie  $Q_{gain}$  und  $Q_{loss}$  verglichen. Sollte sich dabei ein Fehler größer als der parametrisierten Fehler  $\epsilon_{Q,sys}$  ergeben, so wird die Simulation an dieser Stelle abgebrochen. Ist beispielsweise eine Rohrleitungskomponente am Ausgang fehlerhaft verdrahtet, so spricht die Systemenergiebilanz an, weil das abgegebene *Plug*  $\Delta Q_{plug,out}$  nicht als Systemverlust  $\Delta Q_{loss}$  deklariert wird. Voraussetzung dieser Konvention ist, dass in **ColSim** nur geschlossene hydraulische Kreise betrachtet werden, die eine klar definierte Systemgrenze besitzen. Daher wird beispielsweise der Zapfkreis des Brauchwassers geschlossen, indem ein Rücklaufthermostat und eine Pumpe integriert werden. Am Thermostat kann bei dieser Betrachtungsweise die Bilanzierung des Lastverhaltens (*printer*) erfolgen.

### 2.4.3.3. Kollektormodellierung in ColSim

Das in dieser Arbeit verwendete Kollektormodell beruht auf dem Einknotenmodell. Das dazugehörige elektrische Ersatzschaltbild ist in Abbildung 2.18 (a) zu sehen. Die Solarstrahlung ist in diesem Ersatzschaltbild als Stromquelle dargestellt. Spannungen bzw. Spannungsabfälle entsprechen dabei Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen. Ströme entsprechen Wärmeströmen. Die elektrische Kapazität entspricht der Wärmekapazität. Letztere ist in diesem Modell eine aus Absorber und Fluidkapazität zusammengefasste Größe. Ebenfalls der Verlustwiderstand  $k_{fluid}$ , der aus dem Verlustwiderstand zwischen Absorber und Umgebung und dem Wärmeübergang vom Absorber auf das Fluid zusammengefasst wurde.

Abbildung 2.18 (b) zeigt das detailliertere Modell, das den Kollektor in zwei Knoten unterteilt. Der Absorberknoten ist mit dem thermischen Leitwert  $k_{abs,amb}$  an die Umgebung gekoppelt. Weiterhin existiert eine getrennte thermische Absorberkapazität. Der zweite Widerstand stellt den thermischen Leitwert vom Absorber auf das Fluid dar. Dieser ist maßgeblich abhängig vom Absorberdesign und den Strömungsbedingungen im Absorberrohr. Das Verhältnis der beiden Widerstände mündet in den schon in Abschnitt 2.1.1.2 eingeführten



**Abbildung 2.18.:** Elektrisches Ersatzschaltbild des Einknotenmodells (a) und des Zweiknotenmodells (b)

Absorberwirkungsfaktor  $F'$  mit:

$$F' = \frac{k_{\text{fluid}}}{k_{\text{fluid}} + k_{\text{abs,amb}}} \quad (2.120)$$

Anschaulich betrachtet stellt  $F'$  das Verhältnis aus tatsächlicher Leistung bei nicht-idealem Wärmeübergang  $k_{\text{fluid}}$  und der Nutzleistung bei idealem Übergang  $k_{\text{fluid}\infty}$  dar. Die Temperatur von Fluid und Absorber ist für diesen idealen Fall identisch ( $T_{\text{abs}} = T_{\text{fluid}}$ ).

#### 2.4.3.4. Dynamisches Kollektormodell

Bei der dynamischen Beschreibung des Kollektors findet die thermische Kapazität des Kollektors Berücksichtigung. Man unterscheidet hier die 1, 2 und 3-Knotenmodelle, die den Kollektor in vertikale Ebenen gliedern. Beim 1-Knotenmodell (vergl. Abbildung 2.18 (a)) geht man von einer homogenen Temperaturverteilung in Absorber und Fluid aus:

$$M_{C_{\text{coll}}} \frac{d\bar{T}_f}{dt} = A \cdot (\eta_0 I - k(\bar{T}_f - T_{\text{amb}})) \quad (2.121)$$

Gleichung (2.121) beschreibt das thermische Verhalten des Kollektors über der mittleren Fluidtemperatur  $\bar{T}_f$ , wobei die Trägheitseffekte durch die verzögerte Erwärmung und Abkühlung Berücksichtigung finden. Eine genauere Beschreibung lässt beispielsweise die Untergliederung nach Abbildung 2.18 (b) zu. Dieses System wird durch zwei Zustandsgleichungen beschrieben.

$$M_{C_{\text{abs}}} \frac{dT_{\text{abs}}}{dt} = A \cdot (\eta_0 I - k_{\text{abs,amb}} \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}})) \quad (2.122)$$

$$M_{C_{\text{fluid}}} \frac{dT_{\text{fluid}}}{dt} = A \cdot k_{\text{fluid}} (T_{\text{abs}} - T_{\text{fluid}}) + \dot{M}_{C_P} (T_{\text{in}} - T_{\text{fluid}}) \quad (2.123)$$

Die Diskretisierung des Kollektors in Fluidlaufrichtung erlaubt dann schließlich die Beschreibung des Temperaturverhaltens auch bei *Low-flow* Bedingungen, weil ein nichtlinearer Anstieg der Temperatur abgebildet werden kann. Man spricht dann von  $n \times m$ -Modellen. In Abschnitt 5.3 wird genauer auf die Verfeinerung der Knotenmodelle eingegangen.

## 2.5. Das Visualisierungstool Dview

**Dview** wurde vom Autor dieser Arbeit aus der Motivation entwickelt, komplexe Zusammenhänge aus den Messungen an den Testsystemen zu veranschaulichen. Dies geschieht durch eine Animation der Messwerte über ihren zeitlichen Verlauf, durch verschiedenartige und erweiterbare Funktionen (z.B. Farbänderungen von definierten Feldern). Mit der Zeit ist daraus ein häufig am Fraunhofer ISE eingesetztes Tool zur Präsentation von Messdaten geworden. **Dview** ist in der Scriptsprache TCL/TK [44] entwickelt worden. TCL/TK ist plattformunabhängig<sup>28</sup> und steht unter GPL (Gnu public license). TCL stellt dabei den Part einer leistungsfähigen Scriptsprache, die häufig für Datenbankanwendungen und statistische Probleme benutzt wird. Mit TK (Toolkit for XWindows) werden leistungsfähige Werkzeuge zur Verfügung gestellt, mit denen sowohl Eingabemasken wie auch beliebige grafische Objekte erzeugt und manipuliert werden können. Letzteres zeigte sich für die rasche Entwicklung von **Dview** als sehr wichtig.

### 2.5.1. Grundkonzeption von Dview

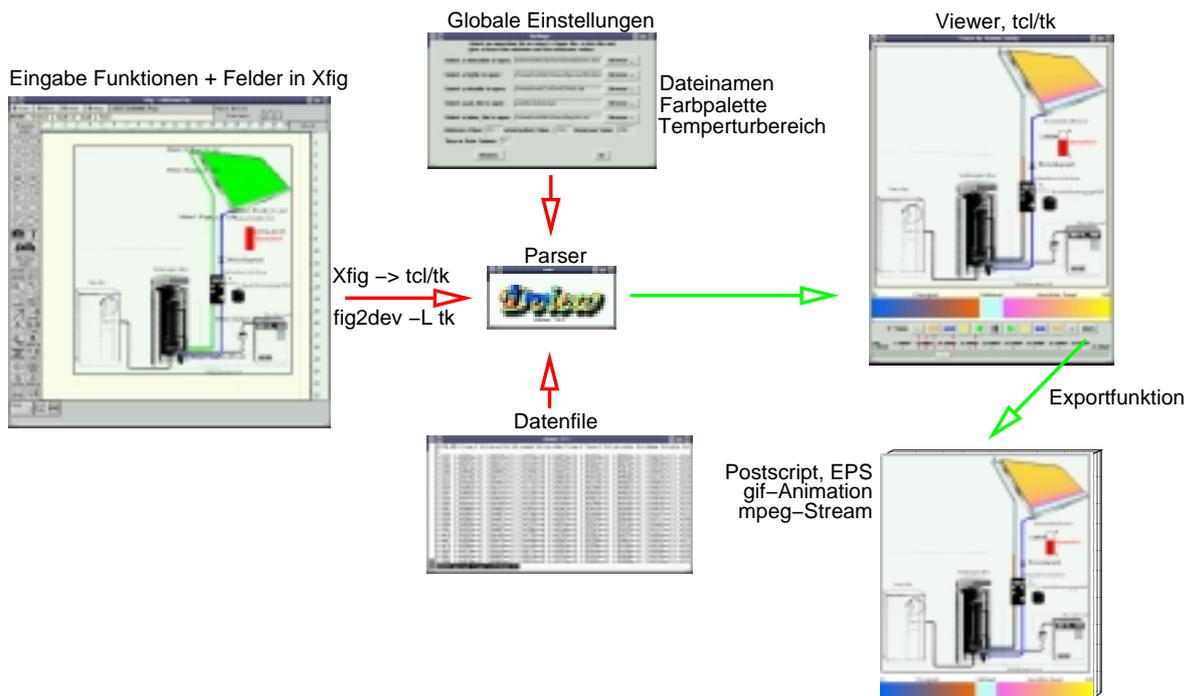


Abbildung 2.19.: Schema der Funktionsweise von **Dview**

Die Grundidee bei der Konzeption von **Dview** war, von Beginn an eine vielseitige Anwendung des Programms zu ermöglichen. Aus diesem Grund wurde u.a. als Eingabemöglichkeit das unter *Linux* weit verbreitete Grafikprogramm XFig [50] verwendet. Die 'Programmierung' der Animationen wurde dadurch stark vereinfacht, da der Nutzer die Funktionen und Felder in eine (z.B. schon bestehende) Grafik einzeichnen kann. Abbildung 2.19 veranschaulicht das Funktionsprinzip von **Dview**. Nachdem der Benutzer Funktionen und die dazugehörigen Felder in XFig eingezeichnet hat, wird die Grafik mit dem zum Programm

<sup>28</sup>TCL/TK steht für die Plattformen UNIX, Linux, MS-Windows und Mac zur Verfügung

XFig dazugehörigen Exportfilter *fig2dev* in eine TK-Grafik (ein sogenanntes TK Canvas) konvertiert. Die Aufgabe des nachgeschalteten Parsers ist lediglich, die Funktionsaufrufe in der TK-Grafik zu erkennen und die Felder, die mit diesen verknüpft sind, zu markieren<sup>29</sup>. Dadurch können sie im weiteren Programmverlauf gezielt manipuliert werden. Beim Start von **Dview** muss der Benutzer im globalen Eingabefeld mindestens die zu verwendende XFig-datei, das Datenfile und einen Wertebereich (z.B. Temperaturbereich) der Werte im Datenfile eingeben, damit daraus die Berechnung der Farben aus den Messwerten ermöglicht wird. Dabei kann nicht nur der minimale und maximale Wert eingegeben werden, sondern auch ein dazwischenliegender Zahlenwert. Dieser kann beispielsweise die Sattdampftemperatur darstellen. Dadurch lassen sich z.B. Phasenwechsel im Medium visualisieren.

Das Datenfile muss aus mit Leerzeichen getrennten Spalten bestehen und im ASCII Format vorliegen. In der ersten Zeile kann jeder Spalte ein Name gegeben werden. Mit diesem kann aus der XFig-Grafik auf die betreffende Spalte referenziert werden. Etwaige Änderungen in der Spaltenreihenfolge bedürfen somit keiner Modifikationen im XFig-file mehr. Nachdem das Datenfile in den Speicher geladen wurde und die XFig-Grafik übersetzt wurde, wird im Hauptfenster die Grafik unter Evaluierung der Funktionen dargestellt. Ähnlich wie bei einem Medienabspieler, werden hier Funktionalitäten zum Abspielen, zum Schnellvorlauf, zum Rückwärtslauf usw. bereitgestellt mit denen man sich durch das Datenfile bewegen kann. Eine sehr nützliches Feature ist dabei der Scrollbar mit dem man sich frei zu jeder Stelle im Datenfile springen kann. Die weiteren Möglichkeiten sollen im Folgenden kurz dargestellt werden:

- Unterstützte Datenformate: \*.gz (gzip gepackt), \*.dbf (dBase Format)
- Exportfunktion nach EPS bzw. Postscript
- Erstellung von Indizes im Datenfile zum Markieren besonderer Stellen
- Synchronisation von mehreren **Dview** Applikationen (z.B. zum Vergleich Messung mit Simulation)
- Frei programmierbare Farbpaletten
- Export in ein plattformunabhängiges TCL/TK -Skript, welche in Internetbrowsern ausführbar sind<sup>30</sup>

### 2.5.2. Funktionen in **Dview**

Funktionsaufrufe in **Dview** bestehen mindestens aus einer in XFig als Text eingegebener Wortkombination. Der einfachste Befehl ist der `Print` Befehl. Dieser hat folgende Syntax:

```
Print <Spaltenname> oder Print Column <nr>
```

Dabei bedeutet <Spaltenname> den in der ersten Zeile des Datenfiles vergebenen Namen für diese Spalte. Genauso kann man mit `Column <nr>` direkt auf die Spalte Nummer <nr> referenzieren. Der `Print` Befehl schreibt den aktuellen Zahlenwert der gewünschten Spalte an die Stelle des Funktionsaufrufs.

<sup>29</sup>den Feldern werden dabei eindeutige Namen gegeben (sogenannte 'tags')

<sup>30</sup>dazu wird ein entsprechendes *plugin* benötigt

## 2. Grundlagen

Im Gegensatz zur `Print` Funktion benötigen die bisher vorhandenen Funktionen zusätzlich ein (graphisches) Objekt das mit der Funktion in XFig gruppiert<sup>31</sup> sein muss. Das einfachste Beispiel dazu ist:

`<Spaltenname>` oder `Column <nr>`

Dieser Befehl gruppiert mit einem Rechteck, Kreis oder sonstigen beliebigen Polygonlinienzug<sup>32</sup>. Anstelle des Texteintrags (also: `<Spaltenname>`) wird dann der aktuelle Zahlenwert geschrieben. Zusätzlich wird das gruppierte Grafikobjekt entsprechend der Palette, die aus den globalen Einstellungen berechnet wird, eingefärbt.

Durch die offene Struktur ist es einem geübten TCL/TK-Programmierer möglich Funktionen selbst zu definieren und zu umzusetzen, da die Grundfunktionalität (Parser, Viewer und Exportfilter) zur Verfügung gestellt wird. Die oben genannten Funktionen sollen als Beispiel für eine Vielzahl von Befehlen stehen, die in **Dview** implementiert wurden. Eine genauere Beschreibung der weiteren Funktionen und der genaueren Abläufe im Programm würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Weitere Informationen zur Programmierung von **Dview** - Befehlen sind in [13] zu finden. Dort wird in Zukunft auch die aktuelle Version von **Dview** zum Herunterladen bereitstehen.

### 2.5.3. Ausblick

Die Entwicklung von **Dview** wird auch in Zukunft vom Autor dieser Arbeit vorangetrieben, damit ein stabiles multifunktionales Werkzeug daraus wachsen kann. Die geplanten Weiterentwicklungsschritte sollen hier kurz erläutert werden:

- Zugriff auf *shared memory* Ressource zur Steuerung und Visualisierung von Messungen
- Export nach gif und jpeg Animationen
- Verbesserungen am Konvertierungsprogramm *fig2dev* (Gruppierungen werden bisher nicht exportiert)
- Nachträgliche Modifikation der Elementattribute (z.B. Textgröße, Linienstärke)
- Vergrößerung von Animationsbereichen

---

<sup>31</sup>gruppieren heißt in XFig mehrere Objekte zu einer gemeinsamen Gruppe zusammenzufassen, diese Gruppe kann dann als ganzes z.B. kopiert, verschoben usw. werden

<sup>32</sup>Wichtig!: diese Objekte müssen farbig gefüllt und ohne Umrandung gezeichnet sein (Linienstärke 0).

# 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

Durch die Messungen an den im folgenden beschriebenen Testsystemen in den Sommermonaten 1999 und 2000 konnten wesentliche Erkenntnisse zum Stillstandsvorgang gewonnen werden. Gemessen wurde dabei Temperatur Druck und Volumenstrom an ausgewählten Stellen in den Testsystemen. Folgende Ziele wurden mit den Messungen verfolgt:

- Messung der Temperaturbelastung der Komponenten im Solarsystem.
- Detaillierte Auskunft über die Vorgänge im Solarsystem während des Stillstandes.
- Beobachtung der Dampftransportvorgänge aus dem Kollektor in die Rohrleitungen.
- Aufspüren möglicher kurzzeitiger Druckschwankung, maximale Druckbelastung während des Stillstandes.
- Ursachenforschung zu den in Abschnitt 2.2.3 dargestellten Problemen aus dem Stillstand.
- Messung der Alterung des Wärmeträgermediums.

Die Temperaturmessung erfolgte mit Pt100 Temperatursensoren im Fluid und mit etwa 1x1x2 mm großen Pt100 Anlegefühlern. Die Messfrequenz der Temperaturen und des Volumenstroms betrug technisch bedingt<sup>1</sup> 0.2 Hz. Durch die Temperatur und Druckmessung konnte aufgrund der berechneten Sattdampftemperatur auf den Aggregatzustand des Fluids an den Messstellen geschlossen werden. Die Messung des Druckes erfolgte am MAG und am Kollektoraustritt mit Hilfe einer eigens entwickelten ereignisgesteuerten Messsoftware mit einer Frequenz von 250 bis 1000 Hz. Über den Druck am MAG konnte zu jedem Zeitpunkt der Füllstand im Ausdehnungsgefäß abgeleitet werden und somit auch auf die Menge von Flüssigkeit im Kollektor rückgeschlossen werden. Durch die unmittelbare Druckmessung am Kollektoraustritt sollten die maximalen Druckspitzen bei der Verdampfung im Kollektor aufgezeichnet werden. Die Messung der Alterung des Wärmeträgermediums erfolgte an monatlich entnommenen Proben durch den Hersteller des Fluids.

## 3.1. Beschreibung der untersuchten Testsysteme

Bei den innerhalb der Untersuchungen vermessenen Systemen handelte es sich um ein Flachkollektorsystem und ein Röhrenkollektorsystem der Firma Solvis, sowie ein Vakuumröhren-

<sup>1</sup>Zeitkonstante der Fühler zwischen 5 und 15 Sekunden

### 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

kollektorsystem der Firma Sonnenkraft, an denen speziell Experimente zum Stillstandsverhalten von Solaranlagen durchgeführt wurden. Die Solaranlage der Firma Sonnenkraft wurde als so genanntes 'reduziertes' System, ohne Solarspeicher, aufgebaut und diente hauptsächlich zur Untersuchung der Wärmeträgerbelastung im Stillstand. Im Folgenden werden die Systemkomponenten und die Messtechnik genauer beschrieben.

#### 3.1.1. SOLVIS Flachkollektorsystem

Abbildung 3.1 zeigt das im Detail untersuchte System und die Platzierung der Messsensoren. Es handelt sich im ganzen um ein üblich dimensioniertes System, wie es zur solaren Brauchwassererwärmung verwendet wird. Im Folgenden sollen alle wichtigen verwendeten Systemkomponenten beschrieben werden.

##### Sensorenübersicht:

###### Anlegefühler

- 4 Absorberfühler (kalibriert)
- 1 Glasscheibentemperaturfühler (kalibriert)
- 1 Temperatur in der Dämmung (DIN B)
- 1 Temperatur an Kollektorrückseite (DIN B)
- 3 Speicherwandtemperaturfühler (kalibriert)
- 1 Pumpengehäusetemperaturfühler (DIN B)
- 1 Temperatur am MAG Gehäuse (DIN B)

###### Fluidfühler

- Kollektorein- austritt (kalibriert)
- WTein- austritt (kalibriert)

###### Drucktransmitter

- 2 Standard HT 0–6 bar (geprüft)

###### Volumenstrom

- Krone MID (kalibriert)

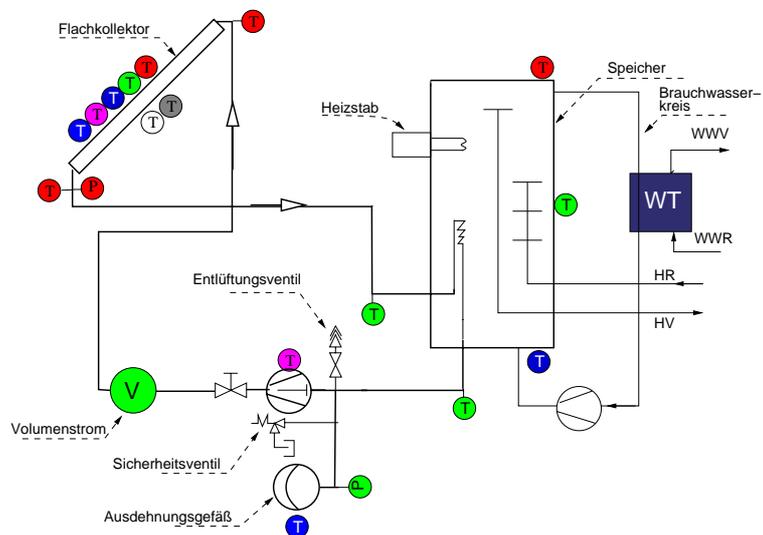


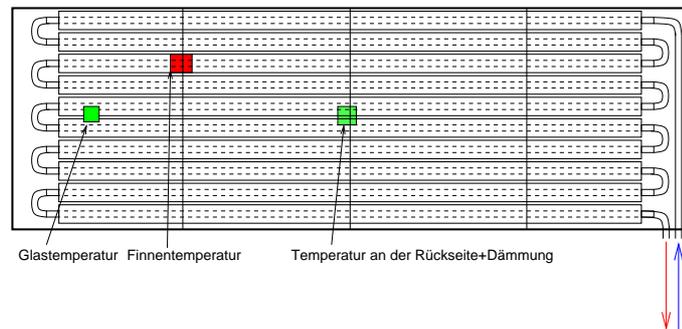
Abbildung 3.1.: Schema des untersuchten Flachkollektorsystems

**Flachkollektor** Für die Untersuchung wurde ein Kollektor Typ F50 integral (SOLVIS) verwendet. Dieser wird aufgrund des Low-Flow<sup>2</sup> Konzeptes seriell durchströmt (siehe Abb. 3.2). Die Absorberröhrchen haben einen Außendurchmesser von 8 mm und eine Wandstärke von 0.5 mm. Die Finnenbreite beträgt 137x0.25 mm. Die interne Rohrlänge beträgt 40.5 m. Die Kollektoranschlüsse befinden sich beide am Kollektor unten rechts. Der Kollektor wurde überwiegend im Gegensatz zur allgemein üblichen Flussrichtung, von oben nach unten, durchströmt. Dadurch wurde das Entleerungsverhalten im Stillstand verbessert. Temperaturen wurden an folgenden Stellen am Kollektor aufgenommen:

- Kollektorein- und -austritt (Fluidfühler, kalibriert).
- Finnetemperatur Außenkante und in Finnenmitte (Anlegefühler, kalibriert).
- Kollektorrückseite, Kollektordämmung und Glasabdeckung (Anlegefühler, DIN-B)

<sup>2</sup>spezifische Massenströme im Kollektorkreis von  $< 15 \frac{kg}{m^2h}$

Eine genaue örtliche Unterscheidung der Dampf und Flüssigkeitsgebiete wurde bei diesem System mit 24 in die Absorberröhren eingebrachten Leitfähigkeitssensoren versucht. Aufgrund der Filmbildung des Wärmeträgermediums an der Rohrwandung lieferte diese Messmethode jedoch keine plausible Unterscheidung des Aggregatzustands. Letztere konnte somit nur anhand der Temperatur- und Druckverhältnisse an den Temperaturmessstellen abgeleitet werden. Die Temperaturmessungen an der Finne wurden mit kleinen Pt100 Chip-



**Abbildung 3.2.:** Interne Rohrleitung des Solvis F50 integral

fühlern (ca. 1x1x2mm) durchgeführt. Durch die geringe thermische Kapazität und einer Ansprechzeit ( $\tau_{98}$ ) von etwa 5 s, konnten auch kurzzeitige Temperaturschwankungen aufgezeichnet werden. Durch die Platzierung der Fühler in der Finnenmitte und an der Finnenaußenkante konnte ebenfalls eine Abschätzung des Energieflusses über die Finne durchgeführt werden. Die Beschreibung und Auswertung dieser Methode ist in [40] dargestellt.

**Warmwasser Pufferspeicher** Der Pufferspeicher wird benötigt, um ein realistischeres Verhalten des Systems bei Stillständen zu ermöglichen. Es sollten dabei auch für die Praxis vergleichbare Temperaturen und Druckmesswerte an den Armaturen (Pumpe, Membranausdehnungsgefäß, Wärmetauscher,...) erzielt werden. Als Pufferspeicher wurde ein SOLVIS SI 353 mit einem Nennvolumen von 350 l mit innenliegendem Solarwärmetauscher und Schichtladelanze verwendet. Um möglichst häufig Stillstandssituationen zu produzieren, wurde keine Wärme entnommen und der Speicher mittels elektrischer Nachheizung auf Maximaltemperatur gehalten. Am Speicher wurden Fluidtemperaturen am Solarkreiswärmetauscherein- und -austritt gemessen. Weiterhin wurde die Speicherwandtemperatur in drei verschiedenen Höhen (unten, Mitte und oben) aufgezeichnet.

**Pumpe, Sicherheitseinrichtungen** Die verwendete Solarinstallationseinheit SOLVIS SIE - SI besteht aus einer Umwälzpumpe, einem Membranausdehnungsgefäß (MAG) mit 12 l Nennvolumen und einem 4 bar (Überdruck) Sicherheitsventil. Eine Besonderheit ist hierbei, dass für den Solarkreis eine Zahnradpumpe verwendet wird. Die Begründung liegt in dem Low -Flow Konzept des Systems. Durch Verwendung relativ kleiner Rohrquerschnitte tritt ein höherer Druckverlust im Solarkreis auf. Dieser kann dann nicht mehr mit einer üblicherweise eingesetzten Kreiselpumpen überwunden werden. Aufgrund der Sperrwirkung der Pumpe im Stillstand kann die Flüssigkeit nur zum Kollektorausstritt heraus in das MAG verdrängt werden. Der Vordruck des MAG beträgt 1.3 bar.

### 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

**Rohrleitungen** Das verwendete Schnellmontagerohr besteht aus zwei isolierten Kupferrohren mit einem Außendurchmesser von 10 mm und einer Wandstärke von 0.75 mm. Die Länge des verwendeten Rohres beträgt 10 m. In der Nähe der Kollektoranschlüsse wurde zusätzlich ein 2 m langes, mit hochtemperaturbeständiger Wärmeisolierung versehenes, Rohrstück angebracht.

**Volumenstrommessung** Zur Messung des Volumenstroms wurde ein magnetisch induktives Volumenstrommessgerät der Firma Krone eingesetzt. Die Hauptfunktion dieses Gerätes bestand darin den Pumpenbetrieb zu überprüfen und Energiebilanzen im Kollektorkreis zu ermöglichen. Aufgrund der Positionierung hinter der Pumpe wurde im Stillstand nahezu kein Volumenstrom gemessen, da der Kollektor über den Austritt entleert, und die Pumpe in beide Flussrichtungen sperrt.

**Druckmessung** Am Kollektoraustritt und am Membranausdehnungsgefäß wurde eine ereignisgesteuerte hochfrequente Druckmessung durchgeführt (siehe Kapitel 3.2.2). Damit konnten die maximale Druckbelastung und auftretende Druckschwankungen aufgezeichnet und quantifiziert werden.

#### 3.1.2. SONNENKRAFT VRK16 System

Bei diesem Testsystem wurde auf einen Solarspeicher verzichtet und der Kollektor über eine Rohrleitung im Kurzschluss betrieben (siehe Abb. 3.3). Bei gutem Wetter traten dadurch sehr häufig Verdampfungsvorgänge im Kollektor auf. Dabei wurden in regelmäßigen Zeitabständen Untersuchungen zur Alterung des Wärmeträgermediums durchgeführt. Die hydrau-

##### Verwendete Temperatursensoren

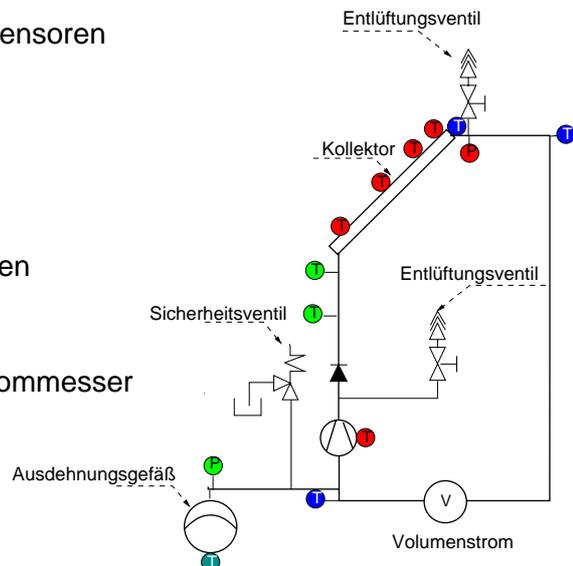
- 10 Absorbersensoren(kalibriert)
- 2 Kollektoreintritt(kalibriert)
- 2 Kollektoraustritt(kalibriert)
- 1 MAG-Einlauf(kalibriert)
- 1 Pumpensensor(DIN B)
- 1 MAG-Sensor(Unterseite, DIN B)

##### Verwendete Drucksensoren

- Druck am Kollektoraustritt
- Druck am MAG

##### Verwendeter Volumenstrommesser

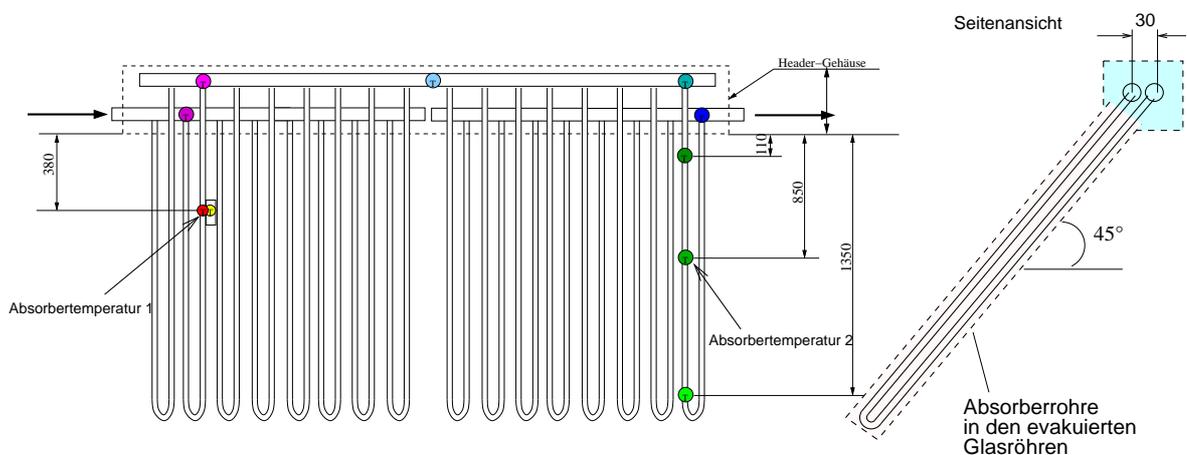
- Clamp-On Ultraschallmeßgerät



**Abbildung 3.3.:** Schema des reduzierten Vakuumröhrenkollektorsystems

liche Verschaltung und die Position der Messfühler ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Der VRK16 besteht aus zwei in Serie geschalteten Bündeln mit jeweils 8 parallel geschalteten

Vakuurröhren mit einer Gesamtaperturfläche von  $2.554 \text{ m}^2$ . Im Gegensatz zum SOLVIS System wird hier eine gewöhnliche Heizungspumpe (Kreislumpumpe) eingesetzt. Aus diesem Grund muß das System enlüftet werden. Dazu wurden vorschriftsgemäß zwei automatische Entlüfter installiert. Diese werden nach der Inbetriebnahme durch die vorgeschalteten Absperrventile außer Betrieb genommen. Damit wird das Entweichen von Dampf im Stillstand vermieden. Da für diesen Kollektor die hydraulische Verschaltung sich komplexer gestaltet wurden hier insgesamt 10 Anlegetemperaturfühler über die Absorberrohre und im Headergehäuse verteilt angebracht, um genauere Einblicke in den Ablauf der Verdampfungsvorgänge zu bekommen. Besonders in den Absorberrohren in der Nähe der Kollektoranschlüsse wurde in verschiedenen Höhen gemessen. Dort war zu erwarten, dass sich die wesentlichen Abläufe bei der Verdampfung abspielen werden<sup>3</sup>. Auch in der oberen durchgehenden Sammelleitung wurden an drei verschiedenen Stellen Anlegetemperaturfühler angebracht. Zusätzlich



**Abbildung 3.4.:** Hydraulische Verschaltung des Sonnenkraft VRK16

zu den am Kollektorein- und -austritt angebrachten Temperatursensoren wurde in den Rohrleitungen auf Höhe der Kollektorunterkante die Temperatur gemessen, um das Vordringen von Dampf in die Anschlussleitungen zu registrieren. Weitere Temperaturmessstellen an der Pumpe und am Membranausdehnungsgefäß wurden zur Untersuchung der thermischen Belastung der Komponenten herangezogen. Der Druck wurde mit einer Frequenz von 250 Hz am Kollektorausstritt und am Membranausdehnungsgefäß gemessen. Die Volumenstrommessung wurde über ein Ultraschall-Durchflussmessgerät in 'clamp-on' Technik durchgeführt. Der Pumpbetrieb war über eine Zeitschaltuhr geregelt und war auf den Zeitraum von 2:00 Uhr bis 4:00 Uhr morgens beschränkt. Damit wurde eine Durchmischung des Wärmeträgers erzielt.

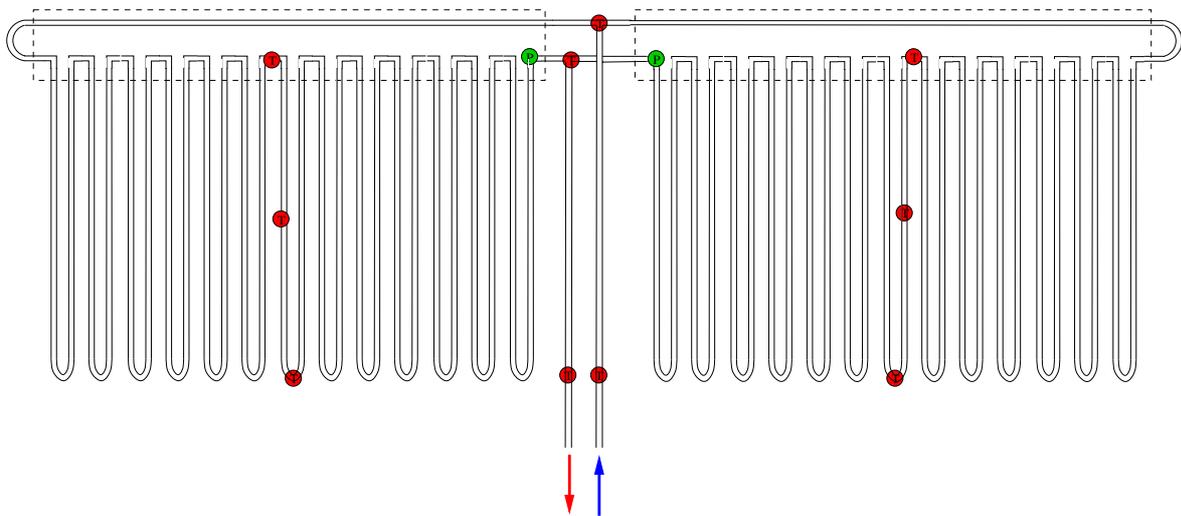
#### 3.1.3. SOLVIS Luna VRK System

Im Unterschied zu dem in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Flachkollektorsystem wurde der Kollektor bei dieser Messung durch zwei parallel geschaltete Vakuurröhrenkollektoren vom Typ SOLVIS Luna ersetzt. Alle anderen Komponenten (Speicher, Rohrleitung, Pumpe usw.) wurden wiederverwendet. Das Low-Flow Konzept aus dem Flachkollektor wurde auf den

<sup>3</sup>z.B. eindringende Flüssigkeit bei überhitzten Absorber und dadurch bedingte Temperaturschwankungen im Absorberrohr

### 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

Vakuümrohrenkollektor übertragen. Dieser besteht aus 15 hydraulisch in Reihe geschalteten Vakuümrohren<sup>4</sup>. Die Parallelschaltung der beiden Kollektoren erfolgte wie in Abbildung 3.5 dargestellt. Das ankommende Kollektorfluid wird dabei durch die im Header eingebrachte Rohrleitung nach außen geleitet und strömt dann nacheinander durch alle Vakuümrohren nach innen. Dort werden beide Kollektorvorlaufleitungen zusammengeführt und zum Solarspeicher geführt. Zur Temperaturmessung wurde als repräsentative Röhre die mittlere Absorberfinne im Header (U-Bogen) (siehe Abbildung 3.6) in mittlerer Höhe und unten mit Fühlern bestückt. Zusätzlich wurde auch hier in Höhe der Kollektorunterkante die Fluidtemperatur in den Vor- und Rücklaufleitungen gemessen, um das Vordringen von Dampf aus dem Kollektor zu registrieren. Weiterhin wurde der Druck jeweils am Austritt der beiden Kollektoren und am Membranausdehnungsgefäß aufgenommen. Auch hierbei kam die ereignisgesteuerte hochfrequente Messtechnik aus Kapitel 3.2.2 zum Einsatz.



**Abbildung 3.5.:** Hydraulische Verschaltung der zwei Solvis Luna VRK



**Abbildung 3.6.:** Blick in den geöffneten Headerbereich eines SOLVIS Luna Kollektors

<sup>4</sup>wie beim Sonnekraft VRK wurden auch hier die sogenannte 'Sydneyröhre' verwendet

### 3.1.4. Testsysteme im Überblick

Tabelle 3.1 fasst die wichtigsten Anlagenkenngrößen der Testsysteme nocheinmal zusammen

	Flachkollektorsystem	VRK16 System	Luna System
Kollektor			
Kollektoraperturfläche [m <sup>2</sup> ]	5.08	2.554	2 x 2.4
Kollektorverschaltung	seriell (s. Abb. 3.2)	parallel/seriell (s. Abb. 3.4)	seriell (s. Abb. 3.5)
Absorberinnendurchmesser [mm]	7	7	7
Absorbervolumen [l]	1.56	2.6	2 x 2.1
Konversionsfaktor $\eta_0$	0.78 <sup>5</sup>	0.6034 <sup>6</sup>	0.607 <sup>7</sup>
lin. Verlustkoeff. $k_1$ [ $\frac{W}{m^2K}$ ]	2.7	0.9133	0.879
quad. Verlustkoeff. $k_2$ [ $\frac{W}{m^2K^2}$ ]	0.013	0.000626	0.00727
max. gemessene Stillstandstemp.[°C]	190	240	290
Entleerung über	Kollektoraustritt		
Sonstige Komponenten			
Rohrleitungslänge[m]	20	20	24
Rohrleitungsvolumen[l]	1.14	2.90	1.36
Nutzvolumen MAG[l]	12	15	12
Vordruck MAG[bar]	1.3	1.5	1.3
Sicherheitsventil[bar]	4	6	4

**Tabelle 3.1.:** Kenndaten der untersuchten Systeme im Überblick

## 3.2. Beschreibung der verwendeten Messtechnik

### 3.2.1. Temperaturmessung, Hochtemperaturkalibrierung

Für die Temperaturmessungen wurden Pt100 Temperatursensoren in Vierleitertechnik verwendet. Es wurden zwei Bauformen für unterschiedliche Messaufgaben verwendet. Die Ermittlung der Fluidtemperatur erfolgt durch in T-Stücke integrierte Messlanzen mit einer Länge von ca. 15 cm und einem Durchmesser von 3 mm. Dadurch konnte die Wärmeleitung durch den Temperaturfühler in das Fluid verringert werden. Trotz der geringen thermischen Masse an der eigentlichen Messspitze der Lanze hat dieser Sensor in strömender Flüssigkeit eine Ansprechzeit ( $\tau_{98}$ ) von ca. 10 s. Oberflächentemperaturen wurden mit kleinen Pt100 Chipfühlern in der Größe von ca. 1x1x2 mm durchgeführt. Mit diesen Fühlern war es möglich, kurzzeitige Schwankungen sowie Energieströme (z. B. über die Absorberfinne) zu erkennen bzw. zu ermitteln. In den meisten Fällen wurden diese so genannten Anlegesensoren mittels temperaturbeständigem Epoxydharz direkt auf die Oberflächen geklebt. Es

<sup>5</sup>aus Testbericht des TZS an der Universität Stuttgart

<sup>6</sup>ISE Leistungsmessung nach DIN V 4757-4, Prüfbericht KTB990002-b

<sup>7</sup>ISE Leistungsmessung nach DIN V 4757-4, Prüfbericht KTB2001-1

### 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

wurden auch im hohen Temperaturbereich (bis 250 °C) hohe Anforderungen bezüglich der Genauigkeit gestellt. Hier sollte die Reproduzierbarkeit der Messungen im Bereich  $\leq 0.02$  K liegen. Aus diesem Grund war eine Kalibrierung der Sensoren notwendig. Abbildung 3.7 zeigt eine Fotografie des Kalibrierstandes. Im Zentrum des Aufbaus stand ein Hochtemperaturthermostat vom Typ USH 400 der Firma Lauda zur Verfügung. Dieser heizte im direkten Durchlauf einen mit Thermoöl gefüllten isolierten Behälter auf, in dem die zu kalibrierenden Sensoren und ein genormter Referenzfühler eingebracht waren. Trotz des großen Volumens des Behälters (ca. 12 l) wurde durch einen sehr hohen Umwälzvolumenstrom des Thermostaten eine homogene und gleichbleibende Temperatur im Behälter erreicht. Über die am Referenzfühler gemessene Temperatur wurden für jeden einzelnen Fühler die Parameter  $R_0$ ,  $a$  und  $b$  der Funktion

$$R(\vartheta) = R_0 + a\vartheta + b\vartheta^2 \quad (3.1)$$

bestimmt. Dabei wurde ein Temperaturprofil mit stationären Bedingungen zwischen 50 und



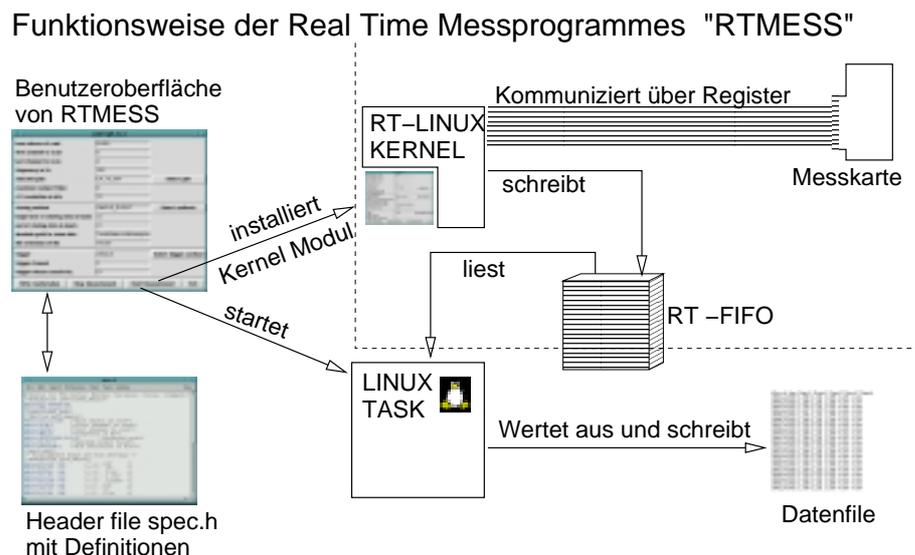
**Abbildung 3.7.:** Aufbau der Hochtemperaturkalibrierung

250 °C in 50 K Schritten abgefahren und ein Kalibrierprotokoll für jeden Fühler erstellt. Anschließende Wiederholung der Messung mit den ermittelten Parametern ergaben eine *Reproduzierbarkeit* der Temperaturen im Bereich 0.02 bis 0.1 K. Fehlerrechnungen zu den absoluten Fehlern der Messung sind in [40] durchgeführt worden. Diese ergaben einen weitaus größeren Fehler bei der Messung von hohen Temperaturen (z.B. 250 °C). Eine absolute Genauigkeit der Fühler kann, aufgrund der Fehler bei der Strommessung über den Shuntwiderstand und einer fehlerbehafteten Spannungsmessung, mit  $250 \text{ °C} \pm 0.25 \text{ K}$  angegeben werden. Die relativen Differenzen zwischen den einzelnen Fühlern sind jedoch sehr viel geringer ( $< 0.05 \text{ K}$ ), sodass mit den Temperaturfühlern eine präzise Aussage über Energieströme gemacht werden kann, da in diesem Fall die Genauigkeit der Sensoren untereinander zum Tragen kommt.

#### 3.2.2. Messsoftware zur ereignisgesteuerten Druckmessung

Für die Messung der Druckschwankungen in den Testsystemen war die Aufgabe gestellt, ein Messprogramm zu entwickeln, welches über längere Zeiträume Messdaten mit hoher Abtastfrequenz (250-1000 Hz) aufnimmt. Aufgrund der Kompatibilität mit dem Messprogramm

zur Temperaturmessung, welches auf dem gleichen Rechner laufen sollte<sup>8</sup>, wurde das Programm unter dem Betriebssystem Linux entwickelt. Zu der verwendeten Messkarte (Keithley DAS-1600) standen keine Treiber in der aktuellen Kernelversion von Linux zur Verfügung. Die unter [49] gefunden Treiber waren alle für ältere Kernelversionen und aufgrund von massiven Änderungen im Eingangs-Ausgangs-Management im Linux-Kernel unbrauchbar. Mehrere Versuche die Treiber zu aktualisieren scheiterten. Um dennoch eine Verwaltung der zeitkritischen Messaufgaben zu ermöglichen wurde eine Spezialform des Linux Betriebssystem eingesetzt: *RTLinux*. RTLinux steht für Realtime Linux, ein Projekt in der Linux Entwicklergemeinde, bei dem die Echtzeitfähigkeit für Messung und Regelung ermöglicht wird. Diese Spezialform von Linux hat in vielen industriellen Automatisierungssystemen Einzug gehalten<sup>9</sup>. Weiterführende Literatur zu diesen Konzepten findet man in [37]. In RTLinux werden zeitkritische Prozesse<sup>10</sup> im RT-Kernel ausgeführt (z.B. Kernel Module). Alle anderen Prozesse laufen als unterprivilegierte Aufgaben (engl.: Tasks) des RTLinux Betriebssystems. Dazu gehören in diesem Fall auch z.B. die Aktualisierung des Bildschirms und andere grafische Aufgaben, die im gewöhnlichen Linux eine weitaus höhere Priorität besitzen. Das eigentliche Betriebssystem ist also in Wirklichkeit ein Mini-System, in dem nur die rudimentären I/O-Strukturen zur Verfügung gestellt werden.



**Abbildung 3.8.:** Funktionsschema des Messprogramms zur hochfrequenten ereignisgesteuerten Druckmessung

Die Struktur des entwickelten Messprogramms RTMESS zur hochfrequenten Druckmessung ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Die Abfrage der Messwerte aus dem Register der Messkarte läuft im RT-Prozess im Kernel ab. Die ausgelesenen Rohwerte (16 Bit = 12 Bit Messwert + 4 Bit Kanalnr.) werden über einen RT-FIFO an das Auswertprogramm ('normaler' Linxtask) übergeben. Die Zwischenspeicherung übernimmt dabei der FIFO. Die Auslese-routine im Auswertprogramm (oder Task) ist somit nicht mehr zeitkritisch und stellt einen gewöhnlichen Linxtask dar (z.B. in ANSI-C programmierte Routine), der mit der Installa-

<sup>8</sup>insbesondere ist das zur Synchronisation der Messwerte zwingend nötig gewesen

<sup>9</sup>Bekanntes Forschungsbeispiel ist die Roboterfußballmannschaft der Universität Freiburg

<sup>10</sup>zeitkritisch bedeutet in diesem Zusammenhang, dass der genaue Zeitpunkt der Ausführung des Prozesses bekannt sein muß. Dies ist besonders wichtig, wenn man aus Änderungen von Messwerten eine exakte zeitliche Ableitung bilden möchte, z.B. die Geschwindigkeit aus einer Wegstreckenmessung

### 3. Experimentelle Untersuchungen an den Testsystemen

tion des RT-Tasks (bzw. Kernel-Modul) gestartet werden muss. Im Auswertprogramm wird der Rohwert in den entsprechenden Spannungs, bzw. Druckwert umgewandelt und auf den Massenspeicher abgelegt. Eine zusätzlich implementierte Routine ermöglicht dabei auch ein ereignisgesteuertes Abspeichern, um Festplattenplatz zu sparen. Bei der ereignisgesteuerten Abpeicherung muss ein Event (z.B. Triggersignal, oder eine Schwankung über eine voreingestellte Schwankungsbreite) vorliegen. Erst dann wird über einen voreingestellten Zeitraum mit der Messfrequenz abgespeichert. Die Definitionen, die teilweise beiden Programmen (RT-Task und Auswertprogramm) bekannt sein müssen (z.B. Messfrequenz, Anzahl der Messkanäle) wurden in einem Headerfile (spec.h) vereinigt und werden in beiden Prozessen über die `include` Anweisung eingebunden. Die Aufgabe der darüberliegenden Benutzerschnittstelle RTMESS ist somit nur dieses Headerfile zu bearbeiten und die beiden für die Messung nötigen Prozesse zu starten.

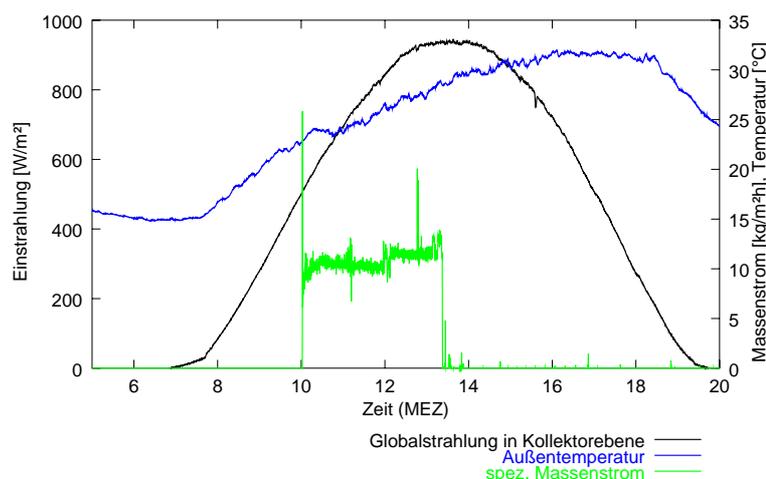
Die für die Messung entwickelte ereignisgesteuerte Druckmessung hat eine durchgehende Messfrequenz von 250 Hz. Alle diese 250 Messwerte/Sekunde werden als Rohwerte in den RT-FIFO geschrieben. Das Auswertprogramm (LINUX TASK) liest diese Werte und wandelt sie in Druckwerte um. Anschließend wird der Mittelwert für 1 s ermittelt und mit dem Verlauf über diesen Zeitraum verglichen. Weicht einer der 250 Messwerte vom Mittelwert mehr als der voreingestellte Schwellenwert ab, wird das ganze Messwertpaket auf den Datenträger gespeichert. Liegen alle Messwerte in der Schwankungsbreite wird der 1 s Mittelwert abgespeichert. Je nach Einstellung im Programm kann die Auslösung der detaillierten Messung erfolgen, wenn ein einzelner bestimmter Messkanal oder ein beliebiger Messkanal die Schwankungsbreite überschreitet. Tritt ein solches 'Event' ein, werden alle Messwerte in hoher Messfrequenz abgespeichert. Dies erhöht zwar die Menge an Daten, vereinfacht jedoch die anschließende Auswertung mit gängigen Hilfsmitteln wesentlich. Die in den Messungen eingestellte Schwankungsbreite betrug 0.02 bar. In Abbildung 4.11 ist ein Beispiel für eine Messung mit der ereignisgesteuerten Druckmessung abgebildet. Mit diesem Messkonzept konnte über mehrere Monate ohne Unterbrechung der Druckverlauf aufgezeichnet werden und wichtige Erkenntnisse zu Druckspitzen und Verdampfungsvorgängen im Kollektor gesammelt werden.

## 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

Obwohl die Abläufe während der Verdampfung aufgrund der hydraulischen Verschaltung bei den Testsystemen komplex sind, kann man zum Teil die in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen Phasen erkennen. Erschwert wird dies allerdings durch das fraktionierte Verdampfen des Wärmeträgermediums, das im wesentlichen aus Wasser und Propylenglykol besteht. So kann man bei den Vakuumröhrenkollektoren ein Aufkonzentrieren des Kollektorfluids bis zum reinen Propylenglykol beobachten. Die daraus resultierende Belastung des Wärmeträgermediums und die Alterung werden in Abschnitt 4.5.2 in diesem Kapitel behandelt. Im Folgenden sollen einige der Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen zusammengefasst werden.

### 4.1. Beschreibung der Stillstandsabläufe beim Solvis Flachkollektorsystem

#### 4.1.1. Stillstandssituation nach Betrieb der Solarkreispumpe

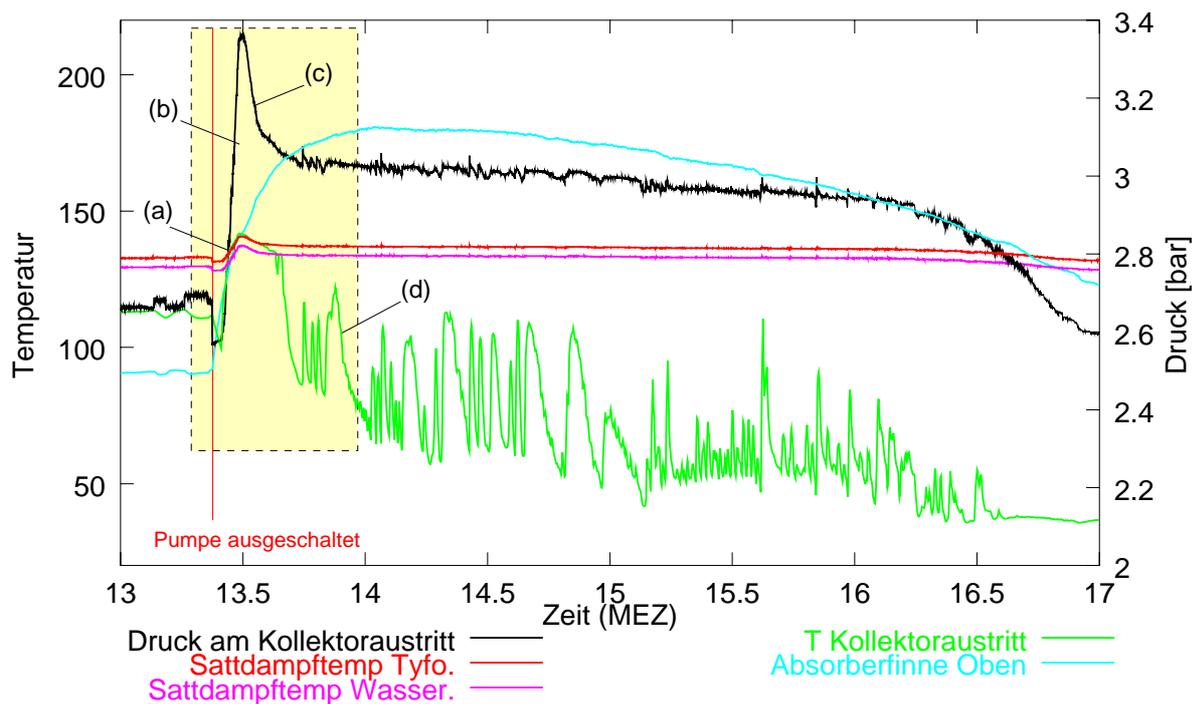


**Abbildung 4.1.:** Globalstrahlung in Kollektorebene, Außentemperatur und gemessener Massenstrom am 11.09.99

Für die Identifizierung der Phasen am Solvis Flachkollektor während des Stillstandes wurde die Messung vom 11.09.99 herangezogen. In Abbildung 4.1 sind die wichtigsten externen

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

Größen wie Globalstrahlung in Kollektorebene, Außentemperatur und Massenstrom aufgetragen. Man erkennt aus dem ungestörten Verlauf der Strahlung, dass dieser Tag ein nahezu wolkenloser Sonnentag mit einer maximalen Strahlungsdichte von etwa  $950 \frac{W}{m^2}$  war und somit am Besten für die Identifizierung der Vorgänge geeignet ist. Im Zeitraum zwischen 10:00 und 13:30 war die Solarkreispumpe in Betrieb, und der spezifische (auf die Kollektorfläche bezogene) Massenstrom lag im Bereich von 10 bis  $15 \frac{kg}{m^2h}$ . Im Einschaltmoment wird die in Stufen regelbare Pumpe in der maximalen Stufe betrieben, sodass hier kurzzeitig ein spezifischer Massenstrom von über  $25 \frac{kg}{m^2h}$  gemessen wurde. Ab etwa 13:30 wurde die Solarkreispumpe vom Regler abgeschaltet, da die maximale Speichertemperatur erreicht wurde (vergleiche Anhang A). Eine schlüssige Erklärung für die darauffolgenden Peaks in der Massenstrommessung kann nicht gegeben werden. Die Häufung der Messausschläge während der Verdrängungs- und Verdampfungsphase lässt vermuten, dass entweder Luft im System das oszillieren von Flüssigkeit im MID Volumenstrommessgerät verursacht, oder die Zahnradpumpe im Stillstand nicht vollständig in beide Flussrichtungen sperrt. deuten auf eine Oszillation der Fluidsäule im MID Volumenstrommessgerät hin. Eine deutliche Häufung der Messausschläge während der Verdrängung und Verdampfung im Kollektor lässt vermuten, dass die verwendete Zahnradpumpe im Stillstand nicht vollständig in beide Flussrichtungen sperrt.

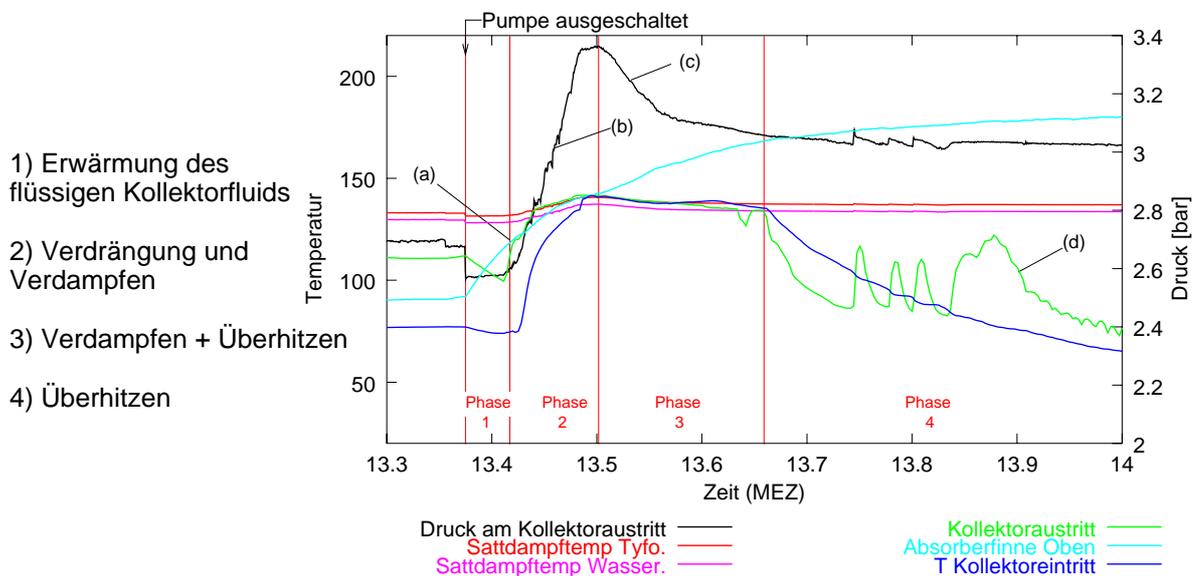


**Abbildung 4.2.:** Gemessene Temperaturen und Druck am Solvis F50 am 11.09.99

In Abbildung 4.2 sind ausgewählte Temperaturen und der Druck am Kollektorausritt im interessanten Zeitraum aufgezeichnet. Weiterhin ist als violette und rote Kurve die aus dem

#### 4.1. Beschreibung der Stillstandsabläufe beim Solvis Flachkollektorsystem

Druck am Kollektoraustritt berechnete Sattdampf­temperatur, für Wasser bzw. für das Frostschutzgemisch, abgebildet. Mit dem Abschalten der Pumpe fällt der gemessene Druck (die Summe aus statischem und dynamischen Druck) am Kollektor ab, da der dynamische Druck wegfällt. Ausgehend von einer Temperatur von ca. 90 °C steigt die gemessene Absorb­er­temperatur rasch an und erreicht die Satt­dampf­temperatur (a). Damit beginnt die Verdampfung in den Absorber­rohren, und der überwiegende Teil des Fluids wird durch den Kollektoraus­tritt verdrängt (vergl. Abbildung 4.16). Dadurch steigt der Druck und die Temperatur am Austritt an (b). Letztere verharrt während des Verdampfungs­vorgangs im Kollektor auf Satt­dampf­temperaturniveau. Der Rückgang des Drucks (c) nach dem Erreichen eines Maximums erklärt sich aus zwei gleichzeitig stattfindenden Vorgängen: Einerseits nimmt mit zunehmenden Entleeren des Kollektors die über dem Druckfühler liegende Flüssigkeitssäule ab<sup>1</sup>, und andererseits wurde in der ersten Phase der Verdampfung ein Teil der dem Kollektor ange­schlossenen Rohrleitungen mit Dampf gefüllt. Mit abnehmender vom Kollektor abgegebener Dampfleistung wandert die Kondensations­grenze in der Rohrleitung zurück in Richtung Kollektor. Deutlich ist der Augenblick zu erkennen, in dem diese den Austrittstempersensor erreicht, und dort die Temperatur von Sättigung auf unter 100°C abfällt. Es folgen deutliche Schwankungen der gemessenen Austrittstempersatur im Bereich von 60 bis 100 °C (d). Diese bleiben bis zur vollständigen Wiederbefüllung des Kollektors bestehen. Gleichzeitig mit den Temperaturschwankungen am Austritt ist ein Oszillieren des ebenfalls am Kollektoraus­tritt gemessenen Druckverlaufs zu beobachten. Dieser zeigt noch während der Anstiegsphase (b) und zu Beginn des Druckabfalls (c) einen nahezu ungestörten Verlauf. Erst mit dem Anfang der Temperaturoszillation am Austritt stellen sich auch Druckschwankungen ein. Eine Begründung dafür wird später gegeben. Zunächst soll jedoch der prinzipielle Ablauf der Verdampfungs­vorgänge näher dargestellt werden.



**Abbildung 4.3.:** Ausschnittvergrößerung des markierten Bereiches von Abbildung 4.2

Abbildung 4.3 zeigt den markierten Bereich aus Abbildung 4.2 vergrößert. Während des Zeitabschnittes zwischen 13:20 Uhr und 13:40 spielen sich die wesentlichen Abläufe bei der

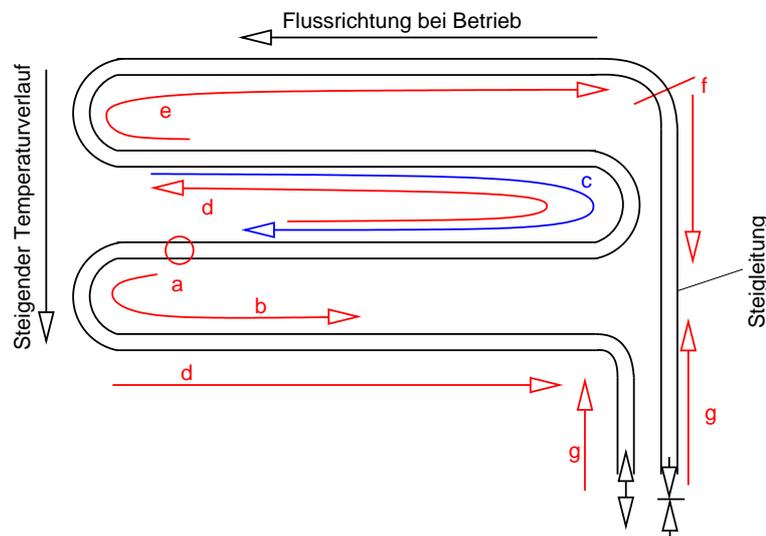
<sup>1</sup>dieser Effekt beschränkt sich jedoch aufgrund des Höhenunterschiedes zwischen Absorberober- und unterkante auf ca. 0.1 bar ( $\Delta H \cong 1m$ )

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

Verdampfung des Kollektorfluids ab. Wie schon in Kapitel 2.2.2 beschrieben, kann man den Vorgang der Verdampfung in mehrere Phasen unterteilen. Mit dem Ausschalten der Pumpe beginnt die erste Phase, in der das Fluid im Kollektor sich in flüssigen Aggregatzustand ausdehnt. Der Druck steigt während dieses Vorgangs lediglich leicht an. Die Austrittstemperatur sinkt aufgrund der Verluste an den Kollektoranschlüssen ab. Die Absorbtemperatur (gemessen im oberen Drittel, siehe Abbildung 3.2) liegt zu Beginn der ersten Phase 20 K unter der Austrittstemperatur. Man erkennt, dass sich im vorangehenden Betrieb des Systems ein von oben nach unten steigender Temperaturverlauf eingestellt hat. Aus diesem Grund tritt die erste Verdampfung nicht in der Nähe des oben angebrachten Absorbtemperaturfühlers auf, sondern in Flussrichtung weiter unten. Der Anfang der Verdampfung entspricht dem Beginn der 2. Phase in Abbildung 4.3. Hier sieht man, dass der Druck beginnt steiler anzusteigen. Das Fluid wird nach unten zum Kollektorausritt heraus verdrängt. Dort erkennt man ein dadurch verursachtes schnelles Ansteigen der Temperatur. Die in Phase 1 unter die Absorbtemperatur gefallene Kollektorausrittstemperatur übersteigt die oben gemessene Absorbtemperatur und verharrt auf Sattdampf Temperatur des Frostschutzgemisches. Dieses Verharren auf Sattdampf Temperatur ist für den Messpunkt am Absorber kaum zu erkennen, denn bis dieser sich in den Bereich der Verdampfung erwärmt hat, ist Flüssigkeit im oberen Teil schon in den leergedrückten unteren Bereich des Absorbers gelaufen und dort verdampft worden. Aus diesem Grund beginnt in den oberen Absorberrohren die Überhitzung im Anschluss an die Verdrängung. Der überhitzte Dampf steigt nach oben, wo er beginnt die Flüssigkeit in der kollektorinternen Steigleitung zu verdampfen. Die Flüssigkeits/Dampf Grenzlinie wandert dort dann von oben nach unten und erreicht zum Ende der Phase 2 den Kollektoreintrittsfühler. Dort steigt die Temperatur sprunghaft auf Sattdampf Temperatur an. In der in Abbildung 4.3 dargestellten 3. Phase wird das Medium am Kollektorausritt und -eintritt im gesättigten Dampfzustand gehalten. Dabei wird im unteren Kollektorbereich Fluid verdampft, während weiter oben der Dampf in den Absorberrohren schon überhitzt wird. Mit zunehmendem verdampften Medium wandert der Bereich der Überhitzung im Absorber von oben nach unten. Erstaunlich ist, dass der Druck in dieser Phase trotzdem sinkt. Es wäre zu erwarten, dass durch den Abtransport des Fluids in das MAG der Druck ansteigt. Hier spielt sich aber ein gegenläufiger Prozess in der vor- und nachgeschalteten Rohrleitung ab. Aufgrund der abnehmenden Verdampfungsleistung des Kollektors, wegen abnehmender benetzter Fläche (überhitzte bzw. ´trockene´ Bereiche liefern weniger Dampfleistung), findet hier Rekondensation statt, und Bereiche die vorher mit Dampf gefüllt waren, werden durch den Gegendruck des MAG, bzw. Rekondensation (Eintrittsleitung), wiederbefüllt. In der Summe nimmt dabei das Volumen auf der Flüssigkeitseite des MAG ab und der Druck sinkt. Zum Ende von Phase 3 erreicht die Flüssigkeitsäule in der Rohrleitung den Kollektoreintrittsfühler, und die Temperatur sinkt zu Beginn der 4. Phase stetig ab. Zeitgleich erreicht auch den Eintrittsfühler Kondensat und die Temperatur fällt hier ebenfalls stetig ab; es wird jedoch nicht die gesamte Steigleitung mit Kondensat gefüllt. Dies bedeutet, dass in den Absorberrohren des Kollektors keine Flüssigkeit mehr zur Verdampfung verfügbar ist und sich damit der gesamte Absorber überhitzt. Im späteren Verlauf der Phase 4 sieht man deutliche Schwankungen der Kollektorausrittstemperatur. Diese resultieren aus der Rückströmung von Flüssigkeit durch den Kollektorausritt in den überhitzten Absorber. Die Rückströmung wird durch Kondensation von Dampf in der Steigleitung innerhalb des Kollektor verursacht. Die Sperrwirkung der Kollektorkreispumpe verhindert dabei ein direktes Befüllen über den Kollektoreintritt (Pumpe liegt zwischen MAG und Kollektoreintritt, siehe Abbildung 3.1), somit wird das Volumen aufgrund des Unterdrucks durch den Kollektorausritt angesogen (bzw. genauer genommen vom MAG hereingedrückt). Es wird dort eine wenige Sekunden

#### 4.1. Beschreibung der Stillstandsabläufe beim Solvis Flachkollektorsystem

andauernde Verdampfung ausgelöst, die die Flüssigkeit am Austritt verdrängt (der Druck steigt kurz an) und überhitzten Dampf in die Steigleitung befördert.



**Abbildung 4.4.:** Effekte bei der Verdampfung im Solvis F50 Flachkollektor: a) Beginn der Verdampfung im unteren Bereich des Absorbers b) Verdrängung der darunterliegenden Flüssigkeitssäule durch den Kollektoraustritt ins MAG c) Nachlaufen von Flüssigkeit aus der darüberliegenden Flüssigkeitssäule. d) Gleichzeitig zu c) Gegenströmung von Dampf nach oben. Dampftransport zum Kollektoraustritt, Rekondensation in der nachgeschalteten Rohrleitung. e) Dampf steigt bis die höchsten Stelle des Absorbers und erreicht die kollektorinterne Steigleitung f) Dampf/Flüssigkeitstrennlinie wandert durch e) weiter nach unten und erreicht Kollektoreintrittsfühler. g) Rekondensation in der Steigleitung, dadurch Ansaugen von Fluid über den Kollektoraustritt -> impulsartige Verdampfungen im Bereich des Austrittes, Oszillieren der Flüssigkeitssäule

In Abbildung 4.4 werden die unterschiedlichen Effekte bei der Verdampfung an einem vereinfachten hydraulischen Schema des Kollektors dargestellt.

#### 4.1.2. Wiederbefüllvorgang

Der Messzeitraum der Wiederbefüllung ist in Abbildung 4.5 dargestellt. In dieser Phase nimmt der Druck kontinuierlich ab, d.h. es wird Flüssigkeit vom MAG über den Kollektoraustritt von unten in die Absorberrohre geschoben. Zu Beginn dieses Vorganges werden Oszillationen hervorgerufen, da wieder Flüssigkeit in noch überhitzte Regionen vordringt. Die Flüssigkeit erreicht die Steigleitung etwa um 17:00 und füllt diese auf<sup>2</sup>. Da die Flüssigkeit wärmer ist als die Umgebung, steigt die gemessene Temperatur am Kollektoreintrittsfühler, wie in Abbildung 4.5 zu sehen, an.

<sup>2</sup>Gleichzeitig ist zu beobachten, dass der gemessene Druck nicht weiter sinkt, d.h. der Kollektor ist komplett wiederbefüllt

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

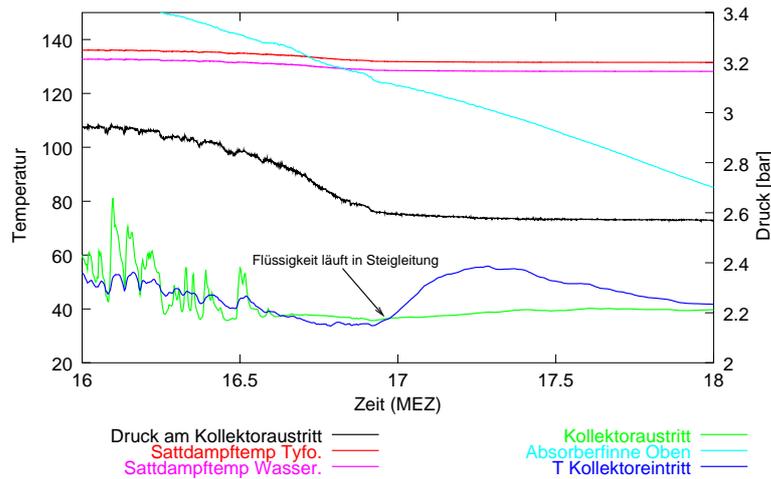


Abbildung 4.5.: Wiederbefüllen der Absorberrohre nach einer Verdampfungssituation

#### 4.1.3. Stillstandssituation ohne Betrieb der Solarkreispumpe

Die Verdampfungsvorgänge bei einer Stillstandssituation ohne vorherigen Betrieb der Pumpe laufen prinzipiell gleich ab. Im Unterschied zu dem o.g. Ablauf muss hier der im Betrieb entstehende, von oben nach unten steigende Temperaturverlauf nicht ausgeglichen werden. Die erste Verdampfung findet im oberen Kollektorbereich statt, und nahezu der komplette Absorberinhalt wird herausgeschoben. Die Verdrängungsphase ist vergleichbar kurz, da der gesamte Kollektorinhalt innerhalb weniger Minuten in das MAG geschoben wird. Ein Verharren der im oberen Bereich gemessenen Absorberrtemperatur ist in diesem Fall nicht zu beobachten (vergleiche Mitte bis Ende von Phase 2 in Abbildung 4.3), sodass hier die Überhitzung nahtlos an die Verdrängung anschließt.

### 4.2. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Sonnenkraft VRK-System

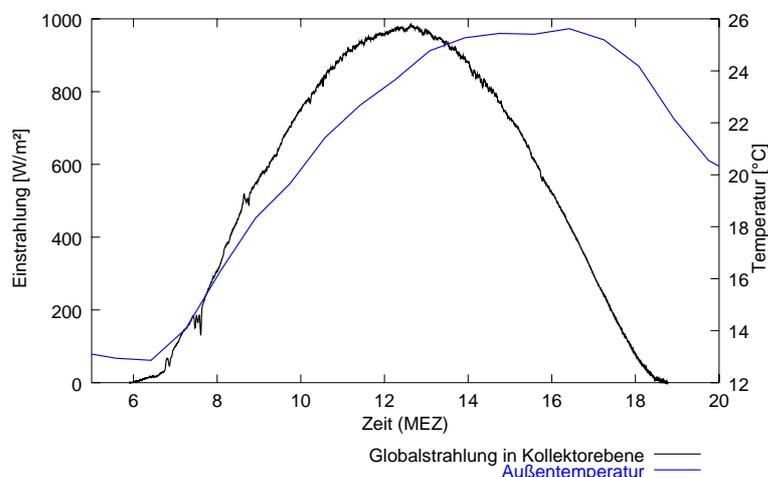
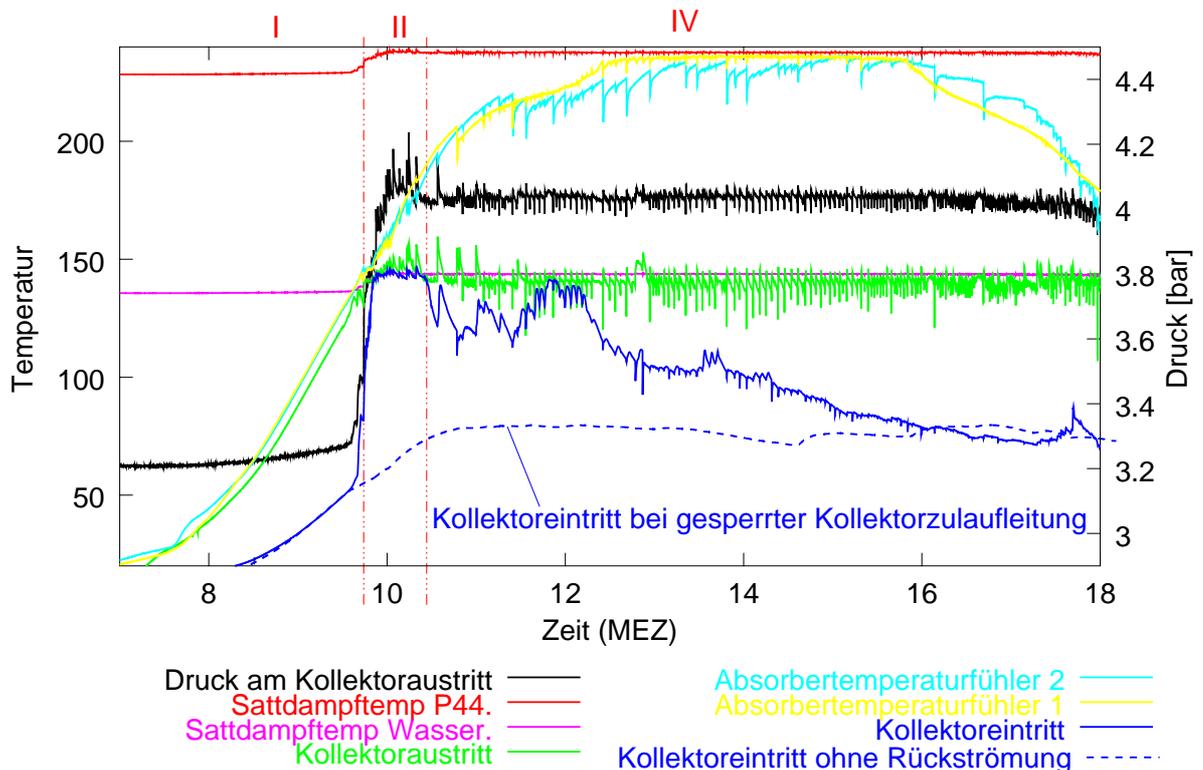


Abbildung 4.6.: Globalstrahlung in Kollektorebene und Außentemperatur am 31.07.00

#### 4.2. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Sonnenkraft VRK-System

Zur Beschreibung der Verdampfungsvorgänge an dem Vakuumröhrenkollektorsystem der Firma Sonnenkraft wurde, aus etwa 200 aufgenommen Messtagen der 31.07.2000 als Referenztag ausgewählt. Die Globalstrahlung und Außentemperatur sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Bei den Messungen an diesem System wurde die Solarkreispumpe lediglich in der Nacht für zwei Stunden in Betrieb genommen, um das Wärmeträgermedium zu durchmischen. Abbildung 4.7 zeigt den Temperaturverlauf an ausgewählten Messstellen sowie den Druck am MAG. Als Temperaturmessstellen auf dem Absorber sind hier die in Abbildung 3.4 markierten Sensoren (Absorberfühler 1 und 2) aufgetragen. Der Kurvenverlauf ähnelt prinzipiell dem des Flachkollektors und auch hier lassen sich einzelnen Phasen im Verdampfungsprozess erkennen. Im Unterschied zum Flachkollektor heizt sich der Absorber bis auf Temperaturen von 240 °C auf. Weiterhin überschreitet die Temperatur in der zweiten Phase (II) am Austritt die berechnete Sattdampf­temperatur. In diesem Fall kann entweder an dieser Stelle überhitzter Dampf auftreten, oder ein durch fraktionierte Destillation höhersiedendes Medium im sattdampfförmigen Zustand vorliegen. Letzteres scheint wahrscheinlicher, da durch die schlecht selbstentleerende hydraulische Verschaltung des Absorbers, ein Großteil des Wärmeträgermediums in den U-Rohren verbleibt, verkocht und sich dabei aufkonzentriert.



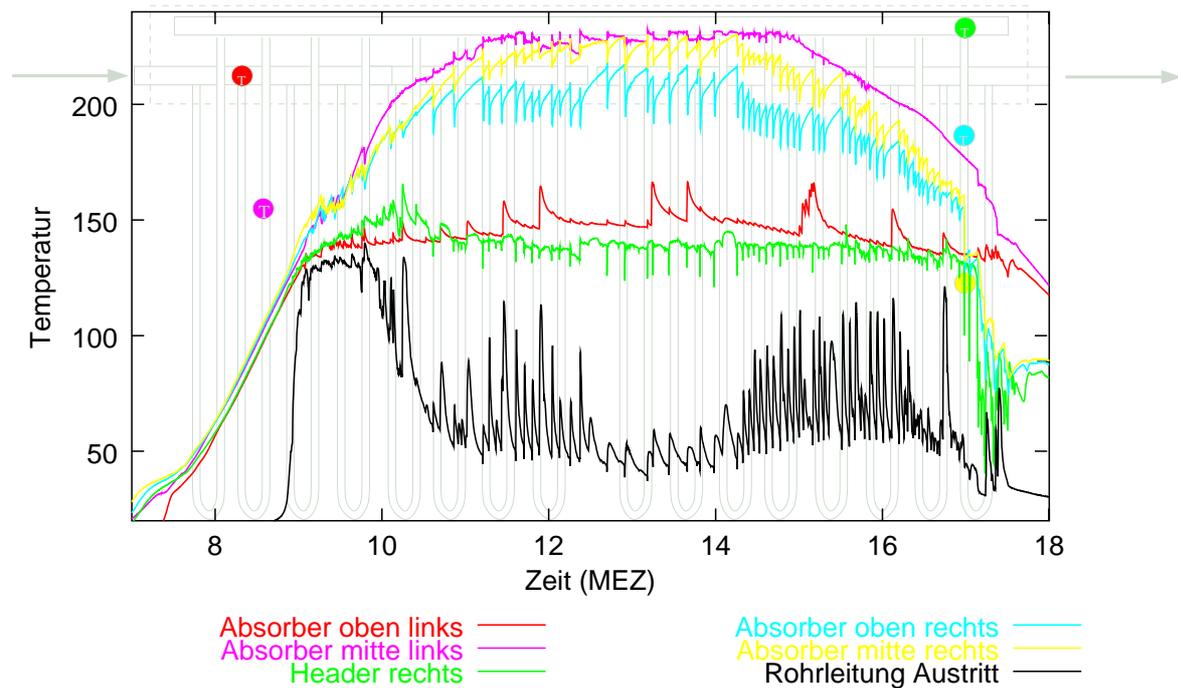
**Abbildung 4.7.:** Temperatur- und Druckverlauf im Sonnenkraft VRK am 31.07.00. I) Erwärmung des flüssigen Kolektorfluids; II) Verdrängung und Verdampfen; IV) Überhitzen

Deutlich zu sehen ist dies in Abbildung 4.7 auch durch die Auftragung der berechneten Sattdampf­temperatur von reinem P44 (Handelsname des Propylenglykol von BASF). In der Phase 4 (hier 'Überhitzen' genannt, obwohl genau genommen nur die Wasserfraktion überhitzt) steigt die Temperatur in den Absorberrohren nicht über die Sattdampf­temperatur von P44 an, d.h. hier verbleibt über den gesamten Stillstandsverlauf eine Restfraktion von reinem Propylenglykol in den Rohren. Dies stimmt auch mit den in Abschnitt 6.2 gewonnenen Erkenntnissen aus der Simulation überein. Die Temperatur in den Absorberrohren sinkt, je

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

weiter oben am Absorberrohr gemessen wird (vgl. Abbildung 4.8). Der Grund dafür ist, dass ein stetiger Energietransport (über Wärmeleitung und Dampftransport) in den kälteren Sammelkanal stattfindet. Dieser stellt aufgrund von fehlendem solaren Energieeintrag (Rohrleitung liegen in einem isolierten Gehäuse) eine Wärmesenke dar. Der Ursprung der Oszillationen in den Absorberröhren und die dadurch schwankende Temperatur kann eindeutig dem Bereich am Kollektoraustritt zugeordnet werden. Vergleicht man in Abbildung 4.7 die beiden Absorberfühler miteinander, erkennt man am Fühler in der Nähe des Austrittes (Absorberfühler 2) stärkere Schwankungen. In diesem Bereich dringt in unregelmäßigen Zeitabschnitten, vom Kollektoraustritt her, Kondensat ein, fließt dort in den überhitzten Absorber und verdampft innerhalb von wenigen Sekunden. Im Vergleich dazu ist am Fühler in der Nähe des Kollektoreintritts (linke Seite des Kollektors) von diesen Oszillationen kaum etwas zu bemerken.

Die Temperatur am Eintrittsfühler steigt wie in Abbildung 4.7 zu sehen ebenfalls auf Satt-dampf-temperatur an, obwohl durch das Rückschlagventil eigentlich der Weg in diese Richtung versperrt sein müsste (siehe Abbildung 3.3). Tatsächlich konnte festgestellt werden, dass ein Teil des Mediums und des Dampfes auch zum Kollektoreintritt abtransportiert wird. Die blaue, gestrichelte Linie in Abbildung 4.7 zeigt den Temperaturverlauf an einem identisch schönen Tag mit gesperrter Kollektorzulaufleitung. In diesem Fall erwärmt sich diese Stelle nur durch Wärmeleitung und verharrt auf Temperaturen unter 70 °C.



**Abbildung 4.8.:** Temperaturverlauf im Absorber in der Nähe des Kollektorein- und -austrittes in verschiedenen Höhen

In Abbildung 4.8 sind die gemessenen Temperaturverläufe der Absorberfühler in der Nähe des Kollektoreintritts und -austrittes aufgetragen. Das hydraulische Schema und die Position der Absorberfühler, farblich den Kurven entsprechend ist in dieser Grafik hinterlegt. Zusätzlich ist die Temperatur in ca. 1 m Entfernung vom Kollektoraustritt eingezeichnet (schwarz). Man erkennt, dass an diesem Fühler zwischen 9:00 und 10:00 Dampf mit entsprechend hoher Temperatur vorgelegen hat. Auch die Oszillationen im späteren Verlauf stützen die Beobachtungen, dass die Störungen maßgeblich von der Kollektoraustrittseite herrühren. Betrachtet

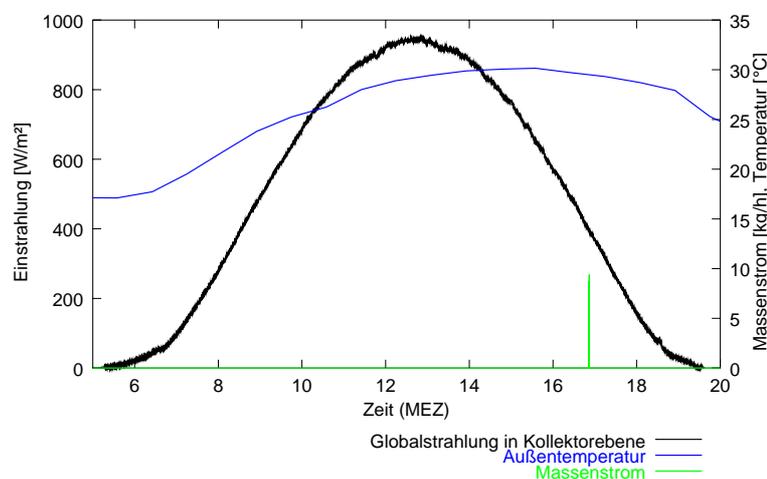
### 4.3. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Solvis LUNA VRK-System

man den Header (Verteiler im oberen Kollektorbereich) als Kondensationszone, so sollten die dort gemessenen Temperaturen die Sättigungstemperatur des dort kondensierenden Wärmeträgergemisches darstellen. Hier ist zu erkennen, dass darum auch von rechts nach links im Kollektor eine Anreicherung von P44 im Wärmeträgermedium stattfindet, da die Temperaturen auf der linken Seite im Header höher sind als auf der rechten Seite.

Messungen am gleichen Aufbau mit unzureichender Isolation der Kollektoranschlüsse, führten im ersten Messjahr zu weitaus größeren Druckschwankungen im Bereich von  $\pm 0.5$  bar. Anhand der Temperaturen war ein alternierendes Eindringen von Flüssigkeit bis tief in den Absorber hinein zu beobachten. Dadurch wurden die oszillierenden Verdampfungsvorgänge verstärkt. Bei diesen Messungen wurden, im Gegensatz zu denen im folgenden Messjahr mit verbesserter Anschlussisolation, auch akustische Schläge im System vernommen.

## 4.3. Beschreibung der Stillstandsvorgänge beim Solvis LUNA VRK-System

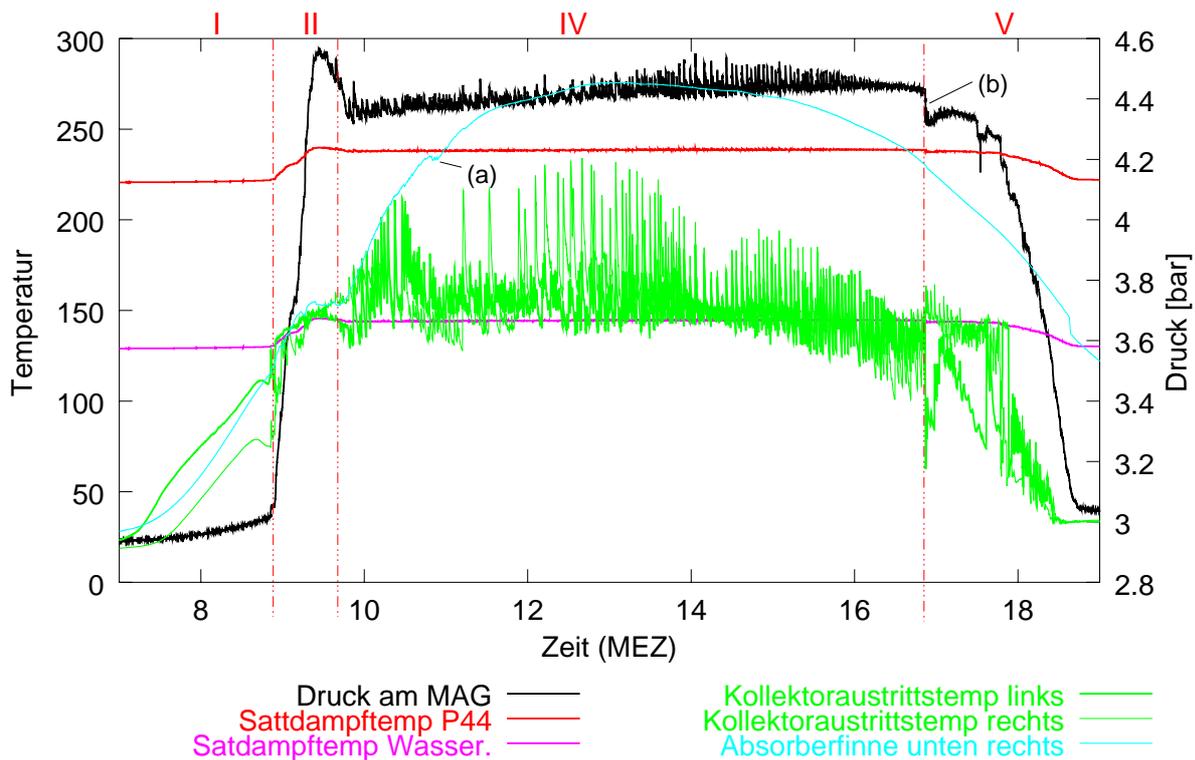
Abschließend zu den Beschreibungen wird der Stillstandsablauf zu dem letzten untersuchten System dargestellt. Auch hier wurde ein wolkenloser Tag (siehe Abbildung 4.9), der 13.08.00, gewählt. An diesem Tag war die Solarkreispumpe manuell abgeschaltet worden. Dennoch ist in Abbildung 4.9 im Massenstrom ein kurzer Peak etwa um 17:00 zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt fand im linken Kollektor die erste Rekondensation statt. Auch hier scheint die Pumpe nicht komplett den Kollektorkreis abzusperren, wodurch Flüssigkeit vom MAG durch die Zulaufleitung in den Kollektor strömt. Der Stillstandsablauf bei diesem System



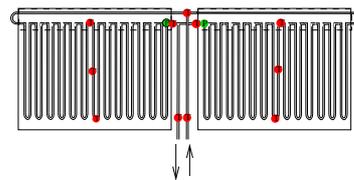
**Abbildung 4.9.:** Globalstrahlung in Kollektorebene, Außentemperatur und Massenstrom am 13.08.00

ist im Detail betrachtet sehr komplex, da sich beide Kollektoren stark beeinflussen und ein unterschiedliches Verhalten aufweisen. Dennoch kann man auch hier eine Ähnlichkeit zu den oben beschriebenen Abläufen der anderen Systeme erkennen. In Abbildung 4.10 sind die einzelnen Phasen des Stillstandsablaufes zugeordnet worden. Deutlich zu sehen ist hier der leichte Anstieg des Drucks in der ersten Phase (I), der von der Ausdehnung der Flüssigkeit herrührt. Mit Beginn der Verdrängung bei der ersten Verdampfung stellt sich auch hier ein rapider Druckanstieg bis zu einem Maximaldruck von 4.55 bar ein. Anschließend folgt

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen



**Abbildung 4.10.:** Stillstandsabläufe beim Solvis LUNA System am 13.08.00. I) Erwärmung des flüssigen Kollektorfluids; II) Verdrängung und Verdampfen; IV Überhitzen; V) Kondensation, Wiederbefüllen

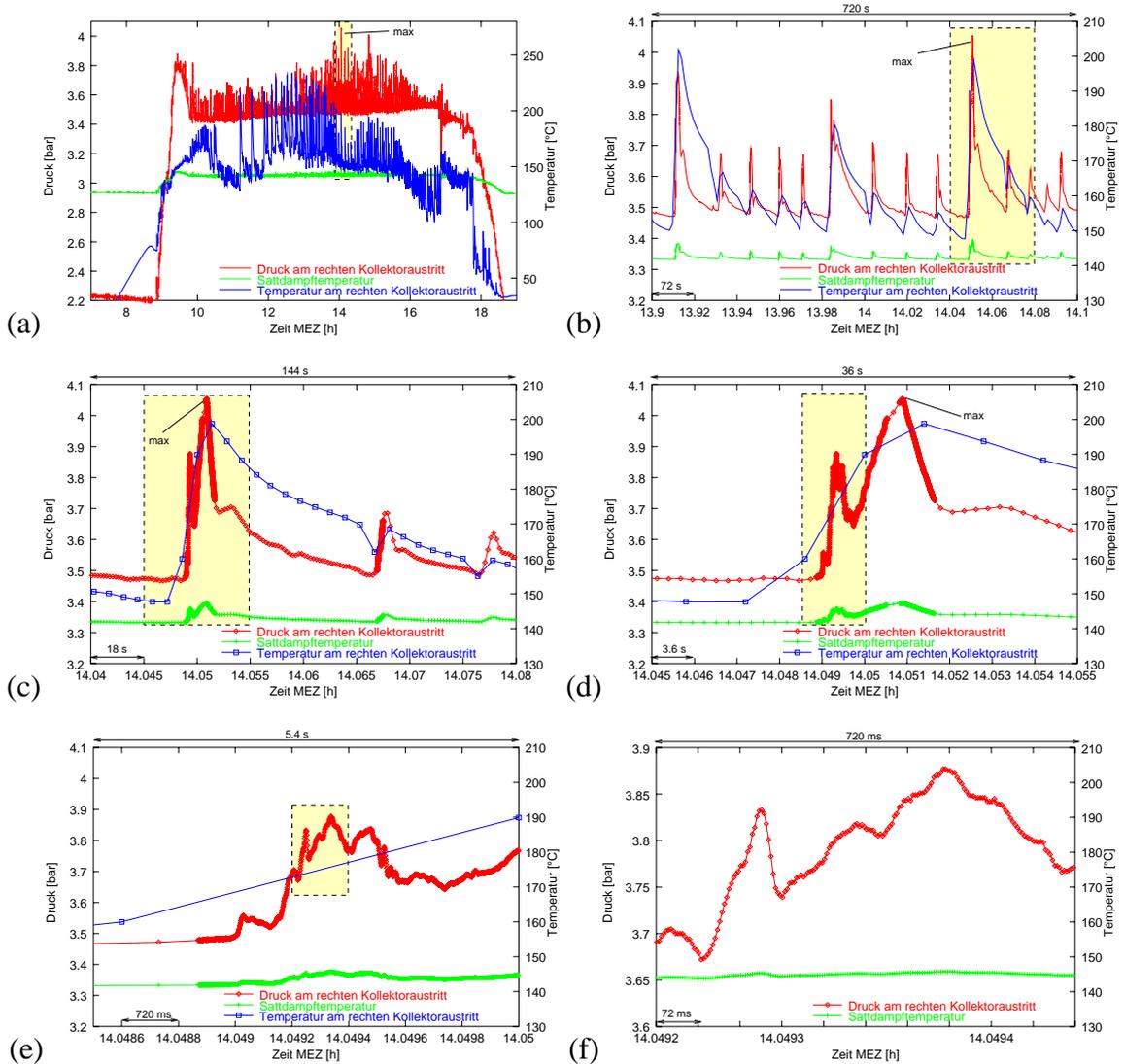


wieder ein Absinken des Drucks, da die teilweise mit Dampf gefüllte Vorlaufleitung wieder abkühlt und sich mit Flüssigkeit füllt. Insgesamt ist das Maximum des Drucks hier deutlicher zu sehen, da das Volumen des MAG im Verhältnis zum Kollektorvolumen knapper ausgelegt ist, als in den zuvor beschriebenen Anlagen (vergl. dazu Abschnitt 2.1.4). Volumenänderungen wirken sich dadurch stärker auf den Druck aus (siehe Abbildung 5.5). Während der Überhitzungsphase (IV) erkennt man um ca. 11:00 ein kurzes Verharren bei der unten am rechten Kollektor gemessenen Absorbertemperatur (a). Da dies auf Sattdampf temperaturniveau von reinem P44 geschieht, liegt nahe, dass hier eine Restfraktion an reinem Propylenglykol verdampft. Da der Wirkungsgrad bei hohen Temperaturen bei diesem Kollektor höher ist als beim Sonnenkraft VRK wird das P44 anschließend überhitzt. Im weiteren Verlauf der Phase 4 stellen sich hier ebenfalls Oszillationen in Druck und Temperatur ein. Der Grund ist auch hier eine Unterschreitung der Sattdampf temperatur im Kollektorheader, wahrscheinlich in der oberen horizontalen Leitung. Bei der Wiederbefüllung wird zuerst der linke Kollektor vom Austritt her teilweise befüllt (b). Erst knapp eine Stunde später beginnt sich auch der rechte Kollektor wieder zu befüllen.

#### 4.4. Messkurven hochfrequenter Druckoszillationen

In Abbildung 4.11 (a) ist der Druck, die Temperatur am rechten Kollektoraustritt und die daraus berechnete Sattdampf temperatur im Solvis LUNA System während eines Messtages

#### 4.4. Messkurven hochfrequenter Druckoszillationen



**Abbildung 4.11.:** Messung von Druckoszillationen im Solvis LUNA System (rechter Kollektor).

(13.08.00) gezeigt. Die markierten Bereiche sind jeweils im nachfolgenden Bild vergrößert dargestellt worden. Der Druck ist mit der in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen ereignisgesteuerten Messsoftware aufgezeichnet worden. Die Temperaturmessung wurde dagegen konstant alle 5 s abgespeichert. In den Abbildungen (a) (b) und (c) ist dabei eine zeitliche Korrelation der Temperatur und des Drucks zu erkennen. Der kurze Temperaturabfall vor jeder Anstiegsflanke des Drucks deutet darauf hin, daß kälteres Medium den Austrittsfühler erreicht und in überhitzten Bereichen des Absorbers wieder expandiert. Dadurch erfolgt ein Druckanstieg. Die Temperatur steigt an, da die Expansion am Kollektoraustrittsfühler vorbei in das MAG geschieht. Dieser Vorgang wiederholt sich in regelmäßigen Zeitabständen von etwa 60 bis 80 s (siehe (b)). Erreicht die Austrittstemperatur ein Minimum bei etwa 145 °C, folgt ein stärkerer Anstieg von Druck und Temperatur. Dieser wiederholt sich in Zeitabständen von etwa 300 s. Dazwischen kühlt der Kollektorausritt in dem typischen exponentiellen Verlauf ab. Währenddessen werden wieder kleinere Temperatur- und Druckschwankungen ausgelöst, da innerhalb des Kollektors im Header die Sattdampf Temperatur unterschritten wird. Es kommt zu einer schnellen Expansion, da der überwiegende Teil des Absorbers eine Temperatur weit

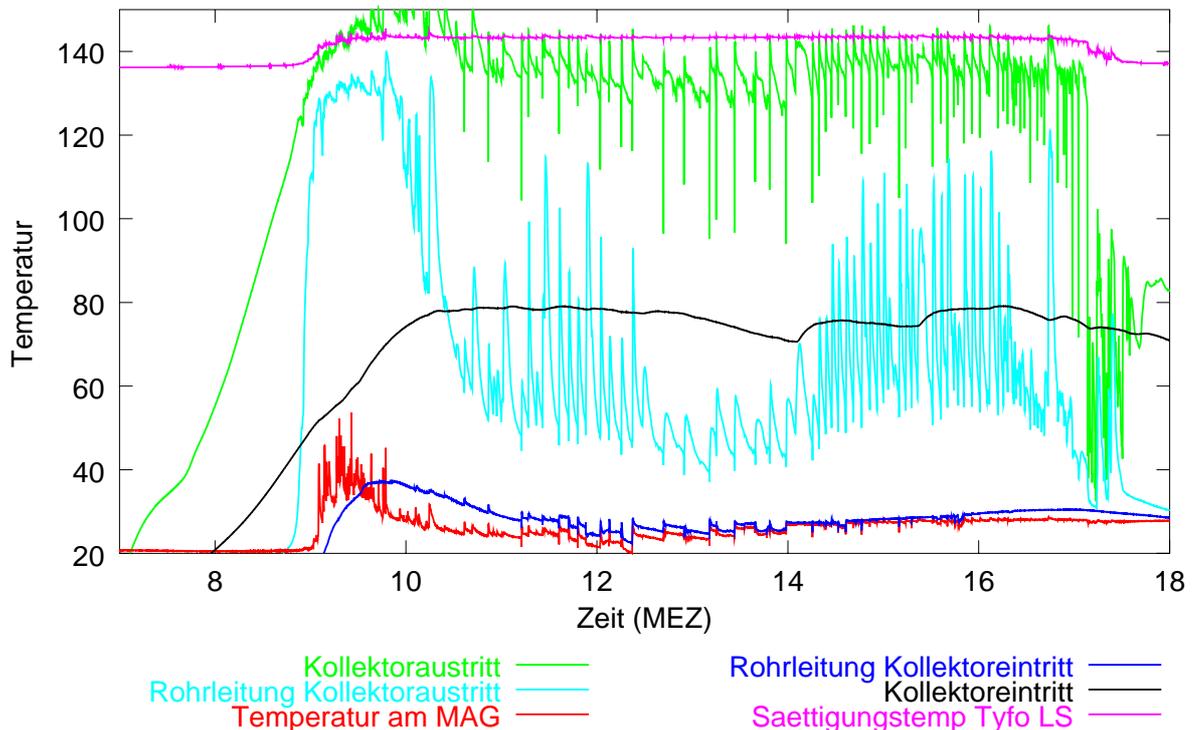
#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

oberhalb der Satttdampftemperatur hat. Aus Gleichung (5.41) ergibt sich für die kleineren Oszillationen ein verdrängtes Volumen von ca. 30 ml. Dies entspricht bei einem Rohrdurchmesser von 7 mm einer Länge von etwa 78 cm. Bei den größeren Oszillationen wird ein Volumen von ca. 100 ml deplatziert, was etwa einer Rohrlänge von 2,6 m entspricht. In Abbildung 4.11 (c) erkennt man bei weiterer Vergrößerung, dass dem näher untersuchte Druckpeak, ein kleines lokales Druckmaximum vorangeht. Diesen Verlauf kann man auch bei den anderen Druckspitzen erkennen. Eine mögliche Erklärung dafür ist die direkte Korrelation der Satttdampftemperatur mit dem Druck (erkennbar auch an der mit eingezeichneten Kurve für die Satttdampftemperatur). Bei einer Expansion, erhöht sich die Satttdampf-temperatur (abhängig von der Auslegung des MAG). Temperaturbereiche im Absorber oder der Rohrleitung, die vorher nur knapp über der Satttdampf-temperatur lagen, liegen dann plötzlich darunter, und Kondensation tritt in diesen Bereichen ein. Dadurch kommt es zu einem im Druckverlauf sichtbaren gegenläufigen Effekt, der kurze Zeit überwiegt (der Druck sinkt wieder ab). Dennoch werden im weiteren Verlauf diese Bereiche auf die neue Satttdampf-temperatur aufgeheizt, und der Druck im System kann bedingt durch den ersten Effekt weiter ansteigen. Dieser Druckanstieg setzt sich in Abbildung (d) bis zu einem an diesem Tag gemessenen Maximaldruck von etwa 4.05 bar fort. Danach folgt jedoch ein schneller Druck- und Temperaturabfall am Kollektorausstritt, da hier die kurzzeitig mit Dampf gefüllte dem Kollektor nachgeschaltete Rohrleitung wiederbefüllt wird. In den weiteren Vergrößerungsschritten (Abbildungen (e) und (f)) ist auch innerhalb des wesentlich kleineren Zeithorizonts der oben beschriebene Verlauf zu erkennen. Der in Abbildung (d) farbig hinterlegte Peak setzt sich wiederum aus mehreren kleinen Druckerhöhungen und Absenkungen zusammen, die sich innerhalb einer Zeit von weniger als 200 ms abwechseln.

### 4.5. Thermische Effekte der Verdampfungsvorgänge auf die Komponenten im Solarkreis

Die Temperaturen in Abbildung 4.12 zeigen, dass die thermische Belastung durch den Stillstand nicht alleine auf den Kollektor beschränkt bleibt. Selbst bei einer recht kleinen Kollektorfläche von etwa 2.5 m<sup>2</sup> zeigt sich, dass durch Dampf Energie in die Rohrleitungen transportiert wird. Bei dieser Messung steigt die Temperatur am Fühler an der Rohrleitung in ca. 1 m Entfernung vom Kollektor auf nahezu Satttdampf-temperatur an, das heißt, dass der Dampf in diesem Zeitabschnitt (9:00-11:00 Uhr) bis in die Nähe des Fühlers gelangt ist. An diesem Messtag wurde der Dampftransport zum Kollektoreintritt heraus durch ein geschlossenes Absperrventil verhindert, da festgestellt wurde, dass die Rückschlagklappe nicht ordnungsgemäß sperrte (vergl. Abschnitt 4.2). Dadurch verharrt die Kollektoreintritts-temperatur auf Temperaturen weit unter der Satttdampf-temperatur. Die Temperatur in ca. 1 m Entfernung vor dem Kollektoreintrittsfühler steigt jedoch ebenfalls zwischen 9:00 und 10:00 Uhr an. Da die beiden Rohrleitungen in einer Ummantelung geführt werden, ergibt sich ein Energiestrom von der warmen Austrittsleitung zur kalten Eintrittsleitung. Der Temperaturanstieg am MAG entsteht durch die Verdrängung des heißen Kollektorinhalts in die Rohrleitung. Dieser mischt sich mit dem kalten Fluid in der Rohrleitung. Dadurch bleibt die Temperatur an dieser Stelle unterhalb von 50 °C. Kürzere oder dünnere Rohrleitungen zwischen Kollektor und MAG würde diese Temperaturen höher steigen lassen. Interessant an dieser im Fluid vor dem MAG gemessenen Temperatur sind die Schwankungen um etwa 10 K während der Verdrängungsphase im Kollektor (zwischen 9:00 und 10:00 Uhr). Daraus

#### 4.5. Thermische Effekte der Verdampfungsvorgänge auf die Komponenten im Solarkreis



**Abbildung 4.12.:** Temperaturverlauf am 10.09.00 in den Rohrleitungen und MAG des Sonnenkraftsystems

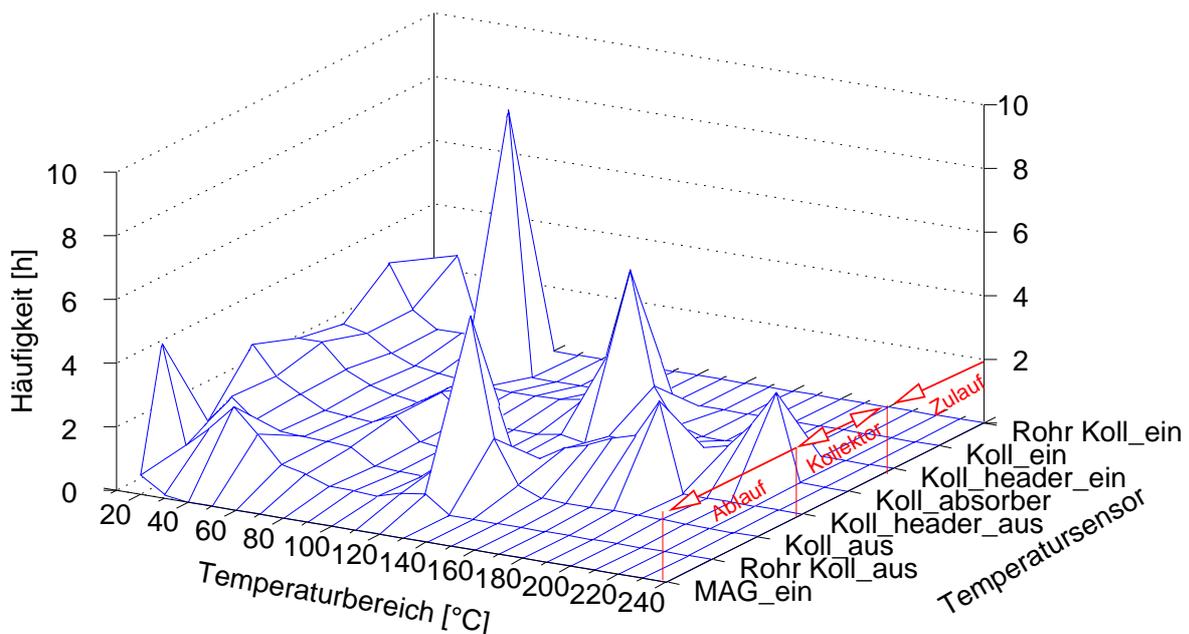
erkennt man, dass die Verdrängung des Kollektorfluids kein Vorgang ist, der sich stetig in eine Richtung vom Kollektor in das MAG abspielt, sondern dass auch zwischenzeitlich wieder Fluid vom MAG in das System zurückgespeist wird. In solchen Situationen fällt dann die Temperatur am MAG Eintritt ab, da kalte Flüssigkeit aus dem MAG zurück in das System geleitet wird.

Abbildung 4.13 gibt abschließend einen Überblick über die Häufigkeit der aufgetretenen Temperaturen im Sonnenkraftsystem am 10.09.00. Die Temperatursensoren sind dabei von hinten nach vorne so angeordnet, dass am Temperatursensor 1 m vor dem Kollektoreintritt begonnen und in Flussrichtung durch das System durchgegangen wird. Die Temperaturen sind in Klassen zu 10 K eingeteilt (z.B. 20°C bis 30°C, 30°C bis 40°C usw.). Deutliche Häufungsspitzen kann man im Temperaturbereich um 70°C am Kollektoreintritt verzeichnen. Weiterhin sind zwei Häufungen im Bereich der Sattdampf Temperatur von Tyfocor LS (ca. 140°C bei dem im Experiment gegebenen Druckverhältnissen im System) am Kollektoraustritt und im Kollektorsammler in der Nähe des Kollektoreintritts zu erkennen. Der Absorberfühler ( Koll\_absorber ) verharrt über zwei Stunden im Bereich von 210°C bis 220°C. Dies entspricht der Sattdampf Temperatur von reinem P44.

##### 4.5.1. Fraktionierte Destillation des Wärmeträgermediums

Wie oben gezeigt, wurde in den Messungen an den Vakuumröhrenkollektoren festgestellt, dass die gemessenen Absorbertemperaturen nicht nur auf Sattdampf Temperatur des Wärmeträgermediums verharrten, sondern auch auf Temperaturniveaus darüber. Letztere sind bestimmt durch den Grad der Fraktionierung an der Stelle der Messung (z. B. Absorber oder

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

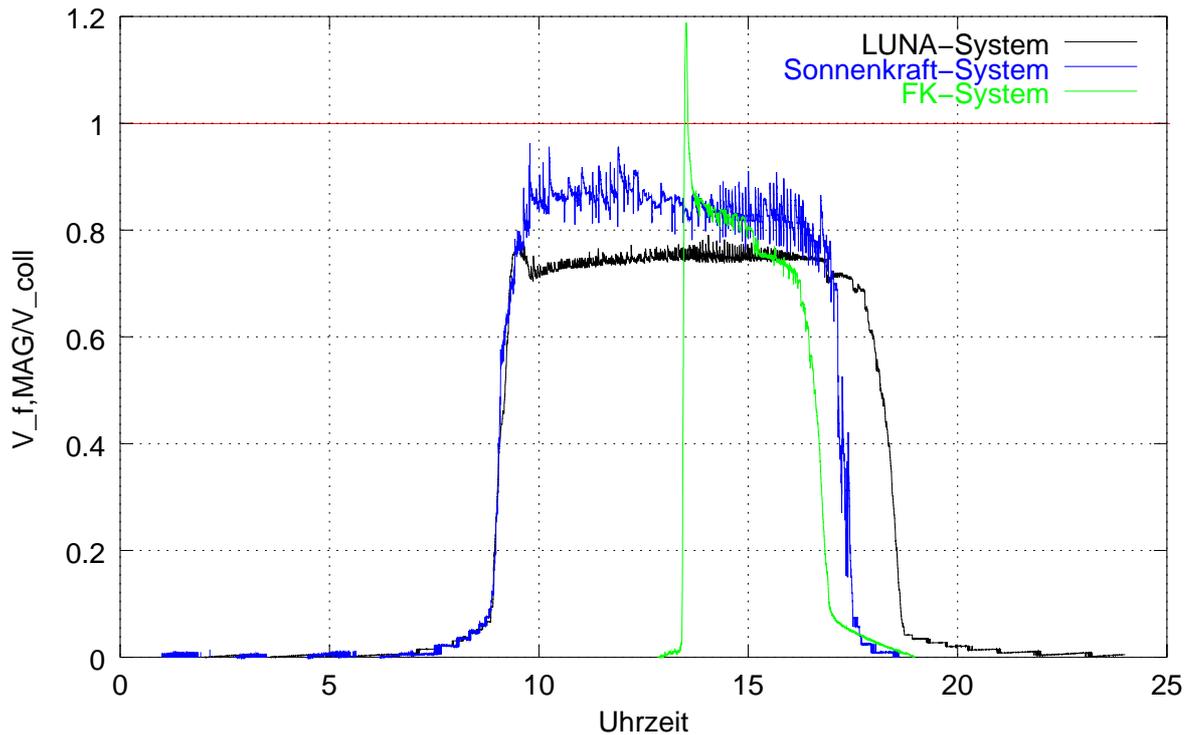


**Abbildung 4.13.:** Häufigkeitsfeld der Temperaturen im Sonnenkraftsystem

Sammler beim Vakuumröhrenkollektor). Im unteren Absorberbereich wurde z.B. ein Verharren auf Satttdampf Temperatur von reinem Propylenglykol beobachtet. Temperaturmessungen weiter oben am Absorberrohr lassen auf eine Verschiebung der Gemischkonzentration mit wachsendem Anteil an Wasser schließen. Je nach lokaler Maximaltemperatur müssen dann Flüssigkeitsreste im Kollektor verbleiben. Die Menge der Restflüssigkeit, die im Kollektor verbleibt, ist bei den verschiedenen untersuchten Kollektoren stark unterschiedlich. Das Volumenverhältnis zwischen entleertem Volumen und Kollektorvolumen ist für die in dieser Arbeit vermessenen Kollektoren, in Abbildung 4.14 dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die seriell verschalteten senkrechten Röhren, wie beim Solvis LUNA-Kollektor, den größten Anteil an Restflüssigkeit aufweisen. Der mit dem gleichen Röhrentyp jedoch mit paralleler Verschaltung aufgebaute Sonnenkraftkollektor zeigt ein geringeren Anteil an Restflüssigkeit auf (ca. 5 bis 25%). Es scheint, dass diese Verschaltungsvariante ein vorteilhafteres Verhalten bezüglich des Restflüssigkeitsvorkommens aufweist (nicht zu verwechseln mit Entleerungsfaktor !).

Der Flachkollektor, der sich aufgrund seiner internen Verschaltung (Mäander von oben nach unten) am besten entleeren kann, zeigt als einziger der vermessenen Kollektoren ein Entleerungsvolumen auf, das größer als das Kollektorvolumen ist. Bei diesem Kollektortyp sind während einer kurzen Zeitspanne, der gesamte Kollektor und zusätzlich ein Teil der angeschlossenen Rohrleitung mit Dampf gefüllt. Die anschließende Rekondensation in den Rohrleitungen benötigt einen Teil der Flüssigkeit aus dem MAG zurück (steil abfallende Flanke in der Kurve in Abbildung 4.14). Das weitere langsame Abfallen im Kurvenverlauf erklärt sich durch Flüssigkeit, die aus dem MAG in den Absorber zurückgeschoben wird und dort wieder verdampft (auch zu erkennen an den Schwankungen im Kurvenverlauf). Bei dieser Verdampfung findet ebenfalls eine Fraktionierung des Wärmeträgermediums statt, wobei der höher siedende Anteil des Fluids im Kollektor verbleibt.

#### 4.5. Thermische Effekte der Verdampfungsvorgänge auf die Komponenten im Solarkreis



**Abbildung 4.14.:** Vergleich der aus dem gemessenen Druck und der Temperatur am MAG ermittelten Volumenverhältnisse zwischen entleertem Volumen und Kollektorvolumen für die Testsysteme

#### 4.5.2. Untersuchungen zur Fluidalterung

Um eine Aussage über die Alterung des Wärmeträgers zu bekommen, wurden bei allen Systemen in monatlichen Zeitabständen Flüssigkeitsproben entnommen und untersucht. Weiterhin wurden diese Tests auch an größeren heizungsunterstützten Feldanlagen mit Flachkollektoren in Österreich durchgeführt. Dabei wurde der pH-Wert sowie die Reservealkalität (Verbrauch der Puffersubstanzen) zum Teil über einen Zeitraum von annähernd 2 Jahren beobachtet.

Die Abnahme der Reservealkalität über die Zeit zeigte starke Unterschiede bei den Feldanlagen, obwohl hier ähnliche Stillstandsbedingungen vorherrschten (Stillstandstemperatur und Stillstandsdauer). Es konnte festgestellt werden, dass bei der Abnahme der Reservealkalität das Verhältnis vom Kollektorvolumen zum Gesamtanlagenvolumen einen wichtigen Faktor darstellt. In Abbildung 4.15 ist darum, auf der x-Achse, die Zeit mit diesem Verhältnis multipliziert. In dieser Auftragung ist eine ähnliche Steigung für die Abnahme der Reservealkalität bei den Feldanlagen (Bauer, Scheucher, Tuttner) zu erkennen. Für die beiden Vakuumröhrenkollektoren (VRK) ergibt sich eine weitaus schnellere Abnahme des pH-Wertes und damit der Reservealkalität. Allerdings gilt hier auch zu beachten, dass in diesen Systemen weitaus häufiger Verdampfungssituationen vorkamen, da sie ohne Brauchwasserlast betrieben wurden. Dennoch wird von der Herstellerfirma Tyforop davon ausgegangen, dass die Alterung des Wärmeträgermediums in den VRK schneller abläuft als in Flachkollektoren. Ein klarer Beleg dafür konnte aber aus den durchgeführten Untersuchungen nicht abgeleitet werden.

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen

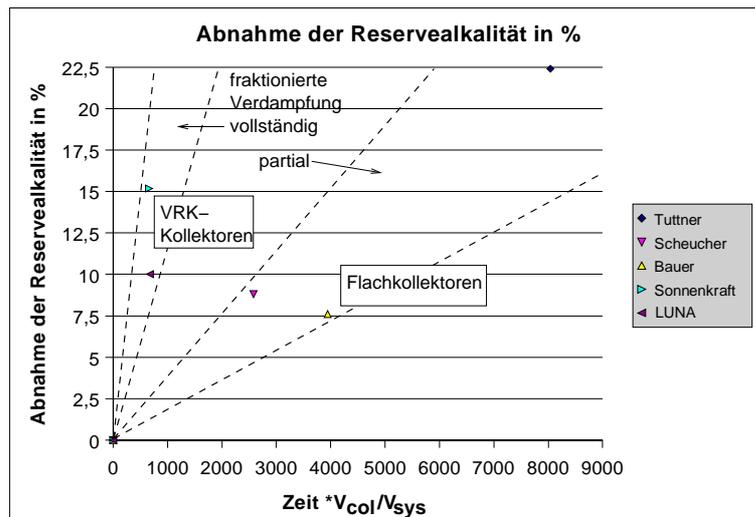


Abbildung 4.15.: Abnahme der Reservealkalität bei den Testsystemen.

### 4.6. Zweiphasenströmungen im Solarkollektor

Die Verdampfungsvorgänge während des Stillstandes in einem Solarkollektor sind komplex und mit den in Abschnitt 2.3 genannten Modellen nur stark vereinfacht zu beschreiben. Beim Stillstand ist der durch eine Pumpe erzwungene Massenstrom generell gleich Null. Die Strömungen, die sich dann einstellen, sind dadurch undefiniert, da es keine durch die Pumpe vorgegebene Richtung der Verdampfung in den Rohrleitungen gibt<sup>3</sup>. Die meisten in der Literatur angegebenen Modelle gehen gerade hier von stationären Bedingungen, wie konstantem Eingangsmassenstrom und konstanter Wärmestromdichte, aus. Beides ist bei einem Solarkollektor im Stillstand nicht gegeben, da sich zum Beispiel der Wärmestrom je nach Bauteil (z.B. Absorber oder Sammelleitung) stark unterscheidet, oder sogar ein unterschiedliches Vorzeichen aufweist. Die Massenströme, die sich während der Verdampfung einstellen, sind örtlich stark unterschiedlich und hängen von vielen, nicht ohne maßgebliche Vereinfachungen lösbaren, stark voneinander abhängigen, physikalischen Beziehungen ab. Eine zusätzliche veränderliche Variable bei einem Solarkollektorsystem ist der Systemdruck. Dieser ändert sich innerhalb eines Stillstandsvorgangs, da die Flüssigkeit aus dem Kollektor in das Membranausdehnungsgefäß transportiert wird. Der Druck hängt somit vom aus dem Kollektor transportierten Dampf und vom Flüssigkeitsmassenstrom ab. Dieser ist wiederum abhängig von der internen Kollektorverschaltung und dem Entleerungsverhalten sowie der Position der Rückschlagklappe (vergl. Abschnitt 2.2.4). Insgesamt ergibt sich somit ein komplexes Szenario für die Zweiphasenströmung während des Stillstandes in einem Solarkollektor. Im folgenden soll dennoch versucht werden, die Strömungsformen im untersuchten Flachkollektorsystem anhand der oben beschriebenen Modelle zu identifizieren.

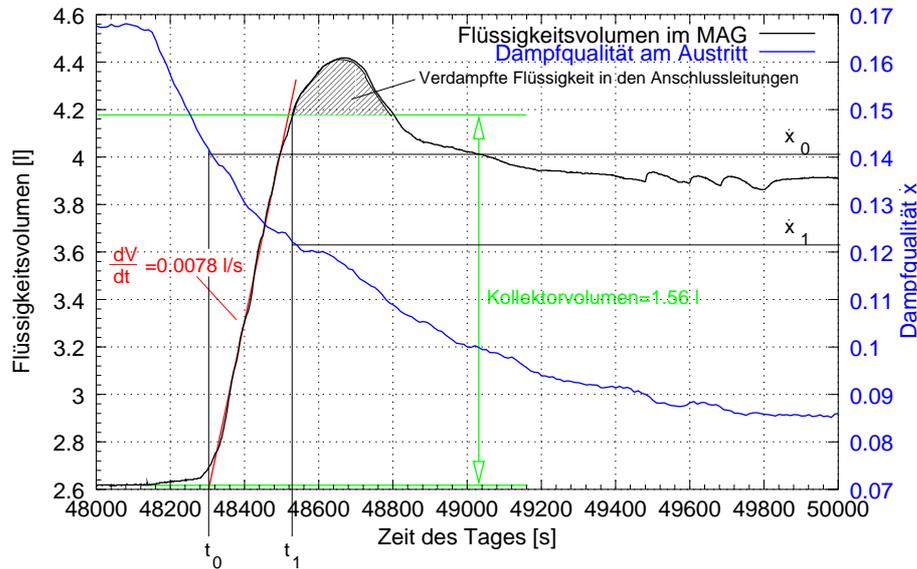
Für die Bestimmung der Strömungsformen im untersuchten Flachkollektor wurden folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Der Kollektor besteht nur aus horizontalen Rohrleitungen.
- Der Wärmeübergang an das Fluid ist konstant und gleicht dem bei Normalbetrieb<sup>4</sup>.

<sup>3</sup>die Strömungsgeschwindigkeiten können hier sowohl positive wie negative Werte haben

<sup>4</sup>F' ist konstant

- Die Kollektorleistung wird nach der stationären Gleichung (vergl. Gleichung (2.1)) bestimmt.
- Die Dampfqualität  $\dot{x}$  ist über den gesamten Kollektor konstant.
- Die hydrostatische Druckänderung bei der Verdampfung wurde vernachlässigt.



**Abbildung 4.16.:** Volumeninhalt des MAG während der Verdampfungsphase im Solvis F50 Flachkollektor, sowie der Anteil des Dampfmassenstroms am Gesamtmassenstrom  $\dot{x}$

Aus den Messungen musste zunächst der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}$  am Kollektoraustritt bestimmt werden. Dies ist in Abbildung 4.16 dargestellt. Aus den Druckmessungen am MAG wurde dazu der Flüssigkeitsinhalt nach Gleichung (5.41) bestimmt und in Abbildung 4.16 eingetragen. Die Änderung des Volumens  $\frac{dV}{dt}$  entspricht dem Gesamtvolumenstrom des verdampften/verdrängten Fluids aus dem Kollektor. Über das Tangentenverfahren ist dieser mit  $\dot{V}=0.0078$  l/s bestimmt worden, was einem Flüssigkeitsmassenstrom von  $\dot{M}=0.00731$  kg/s entspricht<sup>5</sup>. Zur Berechnung der Dampfqualität  $\dot{x}$  (Gleichung (2.24)) wird der Dampfmassenstrom benötigt. Hierzu wurde das stationäre Kollektormodell nach Gleichung (2.15) verwendet, und es wurden die in Tabelle 3.1 angegebenen Kollektorkenngrößen eingesetzt. Der von Temperatur und Einstrahlung abhängige Wirkungsgrad wurde mit der gemessenen Einstrahlung auf die Kollektorebene multipliziert und mit der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_v$  dividiert.

$$\dot{M}_v = \frac{\eta(T_{abs}, I_{g,t}) \cdot A_{ap} \cdot I_{g,t}}{\Delta h_v} \quad (4.1)$$

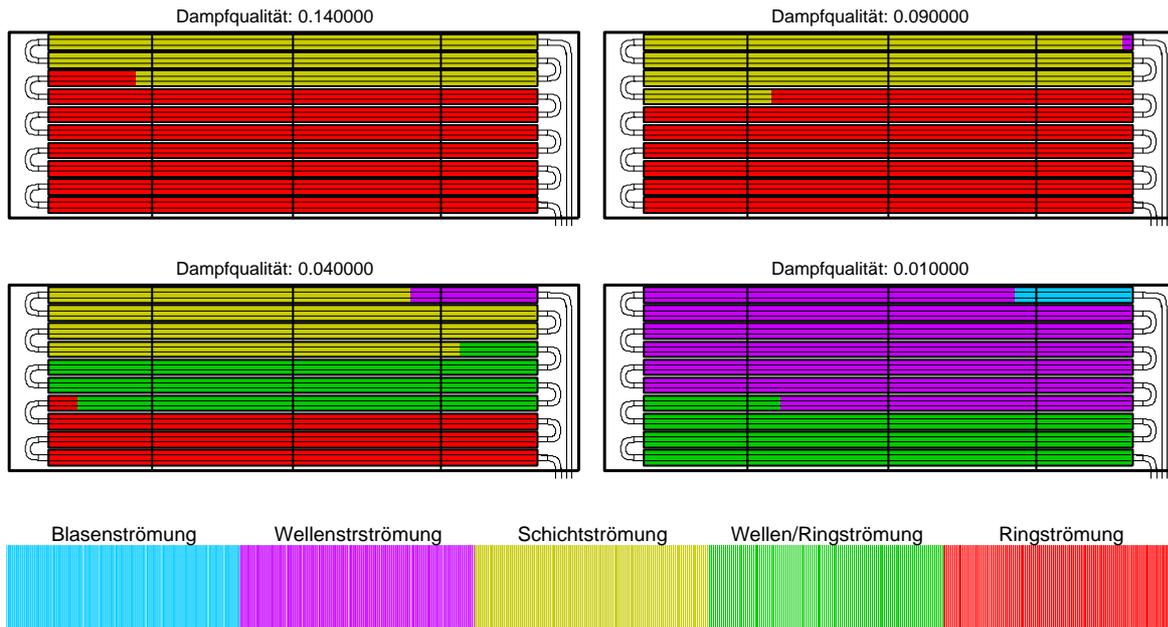
Mit dem konstanten oben ermittelten Wert für den Gesamtmassenstrom ergibt sich, während der Verdampfung im Kollektor, eine Dampfqualität am Austritt im Bereich

$$0.12 < \dot{x} < 0.14.$$

Berechnet man nun die Strömungsform nach *Danilowa* (vergl. Tabelle 2.1), liegt am Austritt eine Ringströmung vor. Dies steht in Übereinstimmung mit der Ermittlung der Strömungsform nach *Baker* (Wert auf der Abszisse: 5.894 und der Ordinate: 17723, vergl. Abbildung 2.15 linkes Diagramm).

<sup>5</sup>Umrechnung mit der Dichte bei gesättigter Flüssigkeit

#### 4. Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen



**Abbildung 4.17.:** Regionen der Strömungsformen beim Solvis F50 Flachkollektor für verschiedene Dampfqualitäten am Austritt, berechnet nach *Danilowa*

In Abbildung 4.17 wurden die oben ermittelten Ergebnisse am Austritt auf den gesamten Kollektor übertragen. Dabei wurde eine über den Absorber örtlich konstante Dampfqualität angenommen<sup>6</sup>. Über die Rohrlänge wurde gleichzeitig der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}$  von Null (Absorber oben rechts) linear bis zu dem gemessenen Austrittsmassenstrom (Absorber unten rechts) gesteigert. Letzterer ist bei den vier Abbildungen der gleiche oben ermittelte Wert von  $\dot{M}=0.00731$  kg/s. Für den gemessenen Fall zeigt das obere linke Bild die Verteilung der Strömungen (Dampfqualität = 0.14). In diesem Fall wird eine Schichtströmung im oberen Teil und eine Ringströmung im unteren Teil<sup>7</sup> errechnet. Reduziert man die Dampfqualität (z.B. durch geringere Strahlung), ergeben sich weitere Strömungsformen wie Wellen und Wellen-Ringströmung. Erst bei geringen Dampfqualitäten (unter 1 %) etabliert sich die Blasenströmung. Dies liegt im kleinen Durchmesser der Absorberrohre begründet. In [34] wird dazu ein minimaler Durchmesser definiert, ab dem eine Blasenströmung auftreten kann:

$$D^* \geq 19.11 \quad (4.2)$$

Dabei ist  $D^*$  der dimensionslose Durchmesser mit

$$D^* = d \cdot \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}}. \quad (4.3)$$

Für die Gegebenheiten im untersuchten Solarkollektor ergibt sich ein dimensionsloser Durchmesser von  $D^* = 2.6$ . Somit ist die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Blasenströmung sehr gering.

<sup>6</sup>d.h. ein linearer Anstieg des Dampfmassenstroms über die Absorberrohrlänge

<sup>7</sup>die Strömung kann nur von oben nach unten erfolgen, da dies der einzige Strömungspfad zum MAG ist.

## 4.7. Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den Experimenten

- Die im Abschnitt 2.2.2 definierten Stillstandphasen konnten bei allen gemessenen Systemen zugeordnet werden.
- Das Flachkollektorsystem zeigte ein sehr gutes Entleerungsverhalten. Der Kollektor wurde bei der ersten Verdampfung innerhalb von wenigen Minuten vollständig entleert. Die Amplituden der Druckoszillationen waren bei diesem System am geringsten. Aufgrund der seriellen Verschaltung des Kollektors konnten hier die einzelnen Vorgänge am besten nachvollzogen werden. Fraktionierte Destillation des Wärmeträgermediums fand in diesem Kollektor nicht statt.
- Bei den Vakuumröhrenkollektoren war ein weitaus schwieriger nachvollziehbarer Verdampfungsvorgang zu erkennen. Die Anordnung der Absorberröhrchen (U-Rohre mit etwa 1.5 m Schenkellänge) neigte zu Instabilitäten bei der Verdampfung. Durch die opak gedämmten verlustbehaftete Sammelleitungen am Kopf der Absorberröhre stellte sich ein nicht stationärer, pulsierender Wärmetransport von unten nach oben ein. Die Pulsationen ließen sich durch Einrieseln von Flüssigkeit in überhitzte Absorberbereiche erklären. Bei Vergrößerung der Verluste in den Sammelleitungen erhöhte sich die Menge an eindringender Flüssigkeit, und es traten verstärkte Pulsationen auf, die sich auch in akustischen Effekten äußern.
- Die am Absorber gemessenen Temperaturverläufe bei den VRK, zeigten zum Teil längeres Verharren auf Temperaturen nahe der Sattedampf-temperatur von reinem Propylenglykol. Dies lässt sich nur so erklären, dass eine fraktionierte Destillation des WT-Gemisches stattfand. Die Diskrepanz zwischen simuliertem und gemessenem Druck in Abschnitt 6.2 stützt diese Vermutung. Ein direkter gemessener Nachweis steht bislang jedoch noch aus.
- Die in hoher Zeitauflösung gemessenen Druckschwankungen an den Solvis LUNA Kollektoren zeigten eine Amplitude von ca. 0.2 bis 0.5 bar. Die Zeitabstände zwischen den Druckmaxima betragen etwa 60 bis 80 s. Ein Druckanstieg korreliert dabei immer mit einem Temperaturanstieg am Kollektorausstritt.
- Durch den Dampftransport aus dem Kollektor heraus wurde, trotz ausgeschalteter Pumpe, Energie aus dem Kollektor in die angeschlossenen Rohrleitungen transportiert. Bei den VRK Systemen konnte durch Messungen gezeigt werden, dass sich im Stillstand die Rohrleitung in über einem Meter Entfernung vom Kollektor auf nahezu Sattedampf-temperatur erwärmt hat. Durch Vergrößerung der Kollektorfläche steigt die Dampfeindringtiefe an.
- Die Abnahme der Reservealkalität mit der Zeit hängt im wesentlichen vom Fraktionierungsgrad des Wärmeträgers bei der Verdampfung und dem Verhältnis von Kollektorvolumen und Anlagenvolumen ab. In Vakuumröhrenkollektoren wird die Pufferwirkung der Inhibitoren gegen Korrosion vermutlich deutlich schneller abgebaut.

#### 4. *Erkenntnisse aus den Messungen an den Testsystemen*

# 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

## 5.1. Vereinfachte Beschreibung des Stillstandsablaufs

Durch die in dieser Arbeit durchgeführten Messungen zum Stillstandsverhalten von thermischen Solarkollektoren konnten wichtige Erkenntnisse über die unterschiedlichen Vorgänge bei der Verdampfung im Kollektor gewonnen werden. Die Beobachtung dieser Vorgänge führte zu der Einteilung in unterschiedliche Phasen in Abschnitt 2.2.2. Diese kann man in Abbildung 5.1 an einem vereinfachten Schema verdeutlichen. Der Kollektor ist dabei durch einen geschlossenen, voll gefüllten Behälter dargestellt, der an den Seitenwänden mit der effektiven Wärmeleistung (Solarstrahlung minus Verluste) beheizt wird. Das Volumen des Behälters entspricht dem Absorbervolumen. Die angeschlossene Rohrleitung ist über eine Steigleitung bis in die Flüssigkeit in den Behälter hineingeführt und ist am anderen Ende mit dem Membranausdehnungsgefäß (MAG) verbunden. Dazwischen liegt eine je nach System unterschiedlich lange, isolierte Rohrleitung.

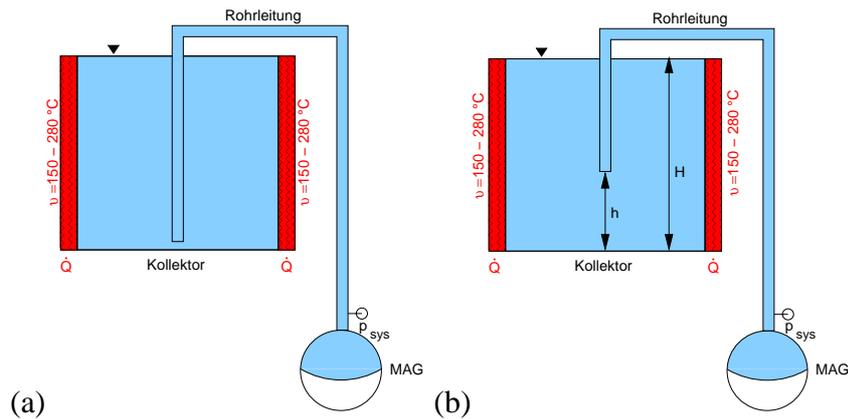
Beginnt man nun die Flüssigkeit im Behälter zu erwärmen, stellt sich in der ersten Phase eine Flüssigkeitsausdehnung ein. Dadurch wird wärmere Flüssigkeit durch die Rohrleitung in das MAG verdrängt. Daraus resultiert ein geringfügiger Anstieg des Systemdrucks. Erreicht die Temperatur im Behälter an einer Stelle die Sattdampftemperatur, wird die Flüssigkeit über das Steigrohr in das MAG verdrängt. Dadurch steigt der Druck in dieser Phase rapide an. Abbildung 5.1 (a) stellt dabei einen gut entleerenden Kollektor dar, da hier nahezu der gesamte Flüssigkeitsinhalt in dieser Phase verdrängt wird.

Für einen schlecht entleerenden Kollektor, wie in Abbildung 5.1 (b) dargestellt, kann nur ein Teil der Flüssigkeit auf diese Weise abtransportiert werden. In diesem Fall folgt der Verdrängungsphase ein langsames Ausdampfen der Restflüssigkeit. Dabei findet ein äußerst effektiver Wärmetransport vom Kollektor in die nachgeschaltete Rohrleitung statt. Je nach Dampfleistung werden dabei große Teile der Rohrleitung mit Dampf gefüllt. Dies führt in der Praxis oft zu unzulässig hohen Temperaturen an Komponenten wie Pumpe, MAG oder Wärmetauscher und daraus resultierenden Fehlfunktionen. Um in der Simulation das Entleerungsverhalten des Kollektors zu berücksichtigen, wurde der empirisch für jeden Kollektor zu ermittelnde Entleerungsfaktor  $F$  eingeführt. Dieser ergibt sich aus Abbildung 5.1 (b) zu:

$$F = 1 - \frac{V_h}{V_H} = 1 - \frac{h}{H} \quad (5.1)$$

Mit der Menge an Restflüssigkeit nimmt auch die benetzte Fläche im Behälter ab. Dadurch sinkt die Verdampfungsleistung, und das Rohr beginnt sich langsam wieder mit Flüssigkeit

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme



**Abbildung 5.1.:** Vereinfachte Darstellung eines Solarsystems im Stillstand: (a) gut entleerender Kollektor, (b) schlecht entleerender Kollektor

aus dem MAG zu füllen. Der Druck im System fällt, nachdem ein Maximum erreicht wurde, wieder ab. Ist das gesamte Flüssigkeitsvolumen aus dem Behälter verdampft, kann keine Dampfleistung mehr an das Rohr abgegeben werden. Es beginnt dadurch ein in allen Systemen zu beobachtender Vorgang der *alternierenden Wiederbefüllung*. Dabei gelangt Flüssigkeit aus der Rohrleitung in den mittlerweile überhitzten Behälter und wird dann innerhalb kurzer Zeit verdampft. Dieser Vorgang wiederholt sich in regelmäßigen Zeitabständen. Der gesamte Stillstandsvorgang wird mit der Phase der Wiederbefüllung abgeschlossen. Das Wiederbefüllen ist häufig mit stärkeren Pulsationen des Druckes verbunden, da unterkühlte Flüssigkeit in noch überhitzte Bereiche des Absorbers gesogen und dort in einem Zeitraum von wenigen Sekunden verdampft wird.

Die zumeist eingesetzte Wärmeträgerflüssigkeit besteht im Wesentlichen aus einem Gemisch von etwa 60 Volumenprozent Wasser und 40 Volumenprozent 1,2-Propylenglykol. Der Siedepunkt von Wasser liegt bei einem Druck von 3 bar bei etwa 133 °C. Der Siedepunkt von Propylenglykol liegt dann bei ca. 240 °C. Anhand der Messung konnte festgestellt werden, dass im Stillstandsverlauf *bei allen gemessenen Systemen* ein Aufkonzentrieren des höher siedenden Bestandteils im Kollektor stattfindet. Dieser Vorgang lässt sich wiederum anhand des vereinfachten Schemas aus Abbildung 5.1 darstellen. Nimmt man an, dass die Heizflächen an den Wänden maximal die Stillstandstemperatur erreichen, wird deutlich, dass im Fall (b), nach der Verdrängungsphase, zuerst der leichter siedende Anteil des Wärmeträgergemisches verdampft wird. Liegt die Stillstandstemperatur unter der Siedetemperatur des reinen Propylenglykols, stellt sich als Restflüssigkeit ein Gemisch mit der Siedetemperatur entsprechend der aktuellen Absorberrtemperatur ein. Findet keine Verdampfung mehr statt<sup>1</sup>, wird auch hier der alternierende Wiederbefüllprozess initiiert. Dabei fließt immer auch ein kleiner Anteil höher siedender Flüssigkeit zurück in den Behälter, der sich somit langsam mit hochsiedendem Gemisch füllt. In einer Messung ist dieser Vorgang anhand eines kontinuierlichen Druckabfalls zu erkennen

<sup>1</sup>es ist jedoch trotzdem höhersiedendes Gemisch im Behälter

## 5.2. Abbildung der Stillstandsvorgänge in ColSim

Die Abbildung der Stillstandsvorgänge in **ColSim** orientiert sich im wesentlichen an der oben dargestellten idealisierten Beschreibung. Dementsprechend besteht das gesamte System in der Simulation aus den drei Komponenten Kollektor, Rohrleitung und MAG (vergl. Abbildung 5.2). Das Entleerungsverhalten des Kollektors wird über den empirischen *Entleerungsfaktor* beschrieben. Fraktionierte Destillation wird in der Simulation nicht berücksichtigt. Daraus ergeben sich Unterschiede im gemessenen und berechneten Druckverlauf. Diese werden am Ende des Kapitels diskutiert.

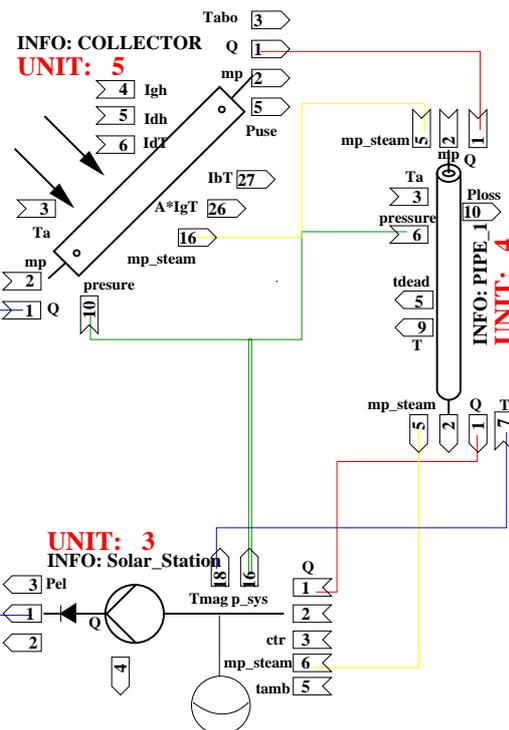


Abbildung 5.2.: Das Vereinfachte Simulationssystem in der ColSim Eingabeoberfläche

Wie in Kapitel 2.4 und [12] beschrieben, bietet die Simulationsumgebung **ColSim** die Möglichkeit, komplexe thermische Energiesysteme abzubilden. Der prinzipielle Ansatz durch Simulation mit kleinen Zeitschritten und finiter Differenzentechnik kommt dabei der Simulation von Verdampfungsvorgängen entgegen. Weiterhin vereinfacht die Verwendung des Plug-Flow Konzeptes und die damit verbundene Möglichkeit der Unterteilung der Komponenten (in der Simulation als *UNIT* bezeichnet, vergl. Abbildung 5.2) in einzelne Knoten die Implementierung des Verdampfungsmodells. Allerdings unterscheidet sich die Zielsetzung der Simulation von Verdampfungsvorgängen in einem Solarsystem von energetischen (Jahres)Simulationen einer Solaranlage.

Abbildung 5.2 zeigt ein reduziertes Solarsystem in der Eingabeoberfläche von **ColSim**. Dieses System besteht aus denen für die Stillstandsuntersuchungen relevanten Komponenten Kollektor, Rohrleitung und MAG. Diese sind als so genannte *TYPES* (oder auch *UNITS* genannt) in **ColSim** verfügbar. Die Eigenschaften einer solchen Komponente, sind über *TYPE*-spezifische Parameter einstellbar (vergl. Anhang B). Für eine detaillierte, hydrodynamische Abbildung der Vorgänge innerhalb des Kollektors während des Stillstandes müsste

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

dieser aus weitaus mehr als einer einzigen *UNIT* bestehen, da er aus einer Kombination vieler Bauteile besteht, deren Anordnung untereinander das Verdampfungsverhalten des Kollektors während des Stillstandes bestimmt (z. B. parallele oder serielle Verschaltung der Absorberrohre). Um diese detailliertere Parametrierbarkeit zu ermöglichen müsste die interne Struktur von **ColSim** geändert<sup>2</sup>, oder ein neues Simulationstool zur Stillstandssimulation erarbeitet werden. Die Zielsetzung des Simulationsmodells mit diesem vereinfachten System war deshalb nicht die Darstellung präziser Abläufe in den einzelnen Komponenten, sondern vielmehr der Effekt der Verdampfung im Kollektor auf die anderen Komponenten und den Temperatur- und Systemdruckverlauf. Daher wurden zum Teil vereinfachende Annahmen getroffen, um eine Simulation des Stillstandes in **ColSim** zu realisieren. Der Vergleich des Modells mit den Messungen zeigt, dass die Ergebnisse für die Temperaturen und den Druck aus dem einfachen Modell eine gute Übereinstimmung mit den an den Testsystemen gemessenen Stillstandsabläufen ergibt.

### 5.2.1. Beschreibung des Kollektormodells

Ziel bei der Erstellung des hier beschriebenen vereinfachten Simulationsmodells ist die Abbildung der einzelnen im Kollektor ablaufenden Phasen (vergl. Abschnitt 2.2.2) und der damit verbundenen thermischen Belastungen der dem Kollektor nachgeschalteten Komponenten (z. B. Wärmetauscher, Pumpe oder MAG). Hierzu musste das in **ColSim** verwendete Plug-Flow Konzept erweitert werden. War zuvor die Strömungsrichtung durch die Pumpe vorgegeben, ist nun durch Verdampfung und Rekondensation die Flussrichtung nicht mehr eindeutig. Weiterhin kann der Kollektor bei Stillstandssituationen mit Verdampfung trotz ausgeschalteter Pumpe Energie und Masse über Dampftransport an angrenzende Komponenten weitergeben. Für den Kollektor und die Rohrleitung wurde dabei das in **ColSim** implementierte *1xn* Knotenmodell 2.4 modifiziert. Dabei wurden folgende Vereinfachungen angenommen:

- Die Wärmekapazität des Fluids ist vernachlässigbar im Vergleich zur thermischen Gesamtkapazität. Rohrwand und Fluid werden als ein Knoten bilanziert, deren thermische Kapazität konstant ist<sup>3</sup>.

$$C_{fluid+w} = const. \quad (5.2)$$

- Der Druck im System ist ortsunabhängig konstant, weder dynamische noch hydrostatische Druckdifferenzen werden berücksichtigt. Alle Knoten im System befinden sich in einer Höhe, der Druckverlust in den Rohren ist Null

$$p_{sys}(H) = const. \quad (5.3)$$

$$\Delta p_{dyn} = 0 \quad (5.4)$$

- Es findet kein Kondensatrücklauf in überhitzte Kollektorbereiche statt. Es wird angenommen, dass direkt am Kollektorausstritt nur fallende Rohrleitungen installiert sind.
- Rückströmung (Wiederbefüllen des Kollektors) aus dem MAG findet erst statt wenn die Absorbentemperatur unter die Satttdampftemperatur fällt

---

<sup>2</sup>es wird z.B. zusätzlich ein Löser für das hydraulische Netzwerk nötig, der explizite Lösungsalgorithmus muss für Vorwärts- und Rückwärtsströmung erweitert werden

<sup>3</sup>unabhängig ob mit Dampf oder mit Flüssigkeit gefüllt

## 5.2. Abbildung der Stillstandsvorgänge in ColSim

- Es wird angenommen, dass ein idealer Wärmeübergang zwischen flüssiger und dampfförmiger Phase bei Verdampfung und Rekondensation stattfindet. Die Wärmeübertragung von der Wand auf das Fluid wird als konstant angenommen. Diese ist Teil des Kollektorwirkungsgradfaktors  $F'$  (vergl. [10])

$$\alpha_{f \leftrightarrow v} = \infty \quad (5.5)$$

$$\alpha_{w \leftrightarrow f} = \text{const.} \quad (5.6)$$

- Es existiert kein Wärmeübergang in und gegen die Flussrichtung zwischen den Knoten des Kollektormodells durch Konvektion oder Wärmeleitung; es findet homogenes Aufheizen aller Knoten vor Beginn der ersten Verdampfung im Kollektor statt.

$$\dot{Q}_{conv, i \leftrightarrow (i+1)} = 0 \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{cond, i \leftrightarrow (i+1)} = 0 \quad (5.8)$$

- Es wird eine serielle Absorberverrohrung angenommen. Das Entleerungsverhalten wird über einen Parameter eingestellt (durch Angabe des Anteils des verdrängten Fluids bei der ersten Verdampfung). Die Entleerung/Verdampfung erfolgt in *eine* definierte Richtung
- Die Simulation erfolgt mit Wasser als Wärmeträgermedium, es wird keine fraktionierte Destillation berücksichtigt. Die Zustandsgrößen wie Sattdampftemperatur ( $\vartheta_{sat}$ ) und Dichte werden mit durch einen zusätzlich in **ColSim** implementierten Algorithmus aus [48] nach [39] berechnet.

$$\vartheta_{sat} = f(p_{sys}) \quad (5.9)$$

$$\rho = f(p_{sys}, T) \quad (5.10)$$

### 5.2.1.1. Modifiziertes Kollektormodell

Durch die Messungen an den Testsystemen konnte festgestellt werden, dass während einer Stillstandssituation im Kollektor unterschiedliche physikalische Abläufe stattfinden (vergl. Abschnitt 2.2.2). Im Kollektormodell werden diese diskret beschrieben. Dazu wurden verschiedene Betriebsmodi generiert, die das Modell in Abhängigkeit des Systemzustandes differenziert. Im folgenden werden die Modelle zu den einzelnen Modi beschrieben.

### 5.2.1.2. Fluidausdehnung bei ausgeschalteter Solarkreispumpe

Liegt die Temperatur aller Knoten unterhalb der Sattdampftemperatur, wird die einphasige Flüssigkeitsausdehnung berechnet. Dazu wird zu Beginn der Simulation die Fluidmasse in jedem Knoten aus den im Parameterfeld angegebenen geometrischen Größen (Innendurchmesser, Rohrleitungslänge) ermittelt. Hierbei wird eine Referenztemperatur<sup>4</sup> ( $\vartheta_0$ ) angenommen, um das Volumen in die Masse umzurechnen.

$$M_{i,0} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \rho(\vartheta_0)}{4 \cdot n} \quad (5.11)$$

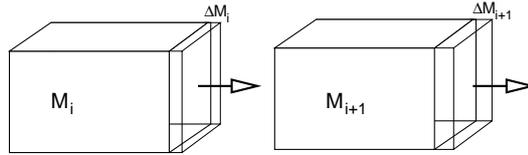
<sup>4</sup>Temperatur zu Beginn des ersten Simulationszeitschritts

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

Die Knoten werden im Modell als Elemente mit konstanten Volumen betrachtet. Das bedeutet, dass bei einer Erwärmung über die Referenztemperatur die Masse in den Knoten abnimmt, da das Flüssigkeitsvolumen im betrachteten Temperaturbereich mit der Temperatur zunimmt.

$$\frac{dv}{d\vartheta} > 0 \quad (5.12)$$

Die Ausdehnung der Rohrleitungen bleibt dabei unberücksichtigt. Da das überschüssige Volumen nicht weiter im Volumenelement untergebracht werden kann, wird es nach außen an den folgenden Knoten verdrängt. Diesen Vorgang veranschaulicht Abbildung 5.3. Das



**Abbildung 5.3.:** Flüssigkeitsausdehnung in den Volumenelementen (Knoten) des Kollektormodells

resultierende Masseelement  $\Delta M_i$  wird als Masse/Energie Plug an den nächsten Knoten weitergereicht und dort mit dem Inhalt ideal vermischt. Die Berechnung des Masselements erfolgt nach dem Zusammenhang:

$$\frac{dM}{d\vartheta} = \frac{M}{v} \frac{dv}{d\vartheta} \quad (5.13)$$

Der am Absorbierende resultierende Massenstrom berechnet sich im Modell als der am letzten Knoten  $n$  austretende Masseplug dividiert durch die Simulationsschrittweite  $h$ :

$$\dot{M}_{exp} = \frac{\Delta M_n}{h} \quad (5.14)$$

mit:

$$\Delta M_i = M_{i,t-1} - M_{i,t} \cdot \frac{\Delta v_i}{v_i} + \Delta M_{i-1} \quad (5.15)$$

dabei ist  $M_{i,t-1}$  die Knotenfluidmasse im letzten Simulationszeitschritt und  $\Delta v_i$  die sich aus der Temperaturdifferenz zum letzten Zeitschritt ergebene Änderung des spezifischen Volumens im Knoten  $i$ . Die Berechnung der spezifischen Volumina erfolgt über den oben erwähnten Berechnungsalgorithmus nach [39]. Mit dem Massenstrom wird gleichzeitig auch ein Energiestrom (bezogen auf die Referenztemperatur von 0 °C) ausgelöst:

$$\dot{Q}_{i,exp} = \frac{\Delta M_i}{h} \cdot c_p \cdot \vartheta_i \quad (5.16)$$

Dieser wird an den nächsten Knoten weitergegeben. Am Kollektoraustritt ( $i = n$ ) ergibt das:

$$\dot{Q}_{n,exp} = \dot{M}_{exp} \cdot c_p \cdot \vartheta_n \quad (5.17)$$

### 5.2.1.3. Fluidverdrängung durch erste Verdampfung

Erreicht die Temperatur in einem Knoten des Kollektors die berechnete Satttdampftemperatur, tritt der Betriebsmodus *Verdrängung* ein. Dieser bleibt solange bestehen bis ein durch

eine Konstante vorgegebener Anteil der Fluidmasse im Kollektor verdrängt worden ist, oder alle Knoten die Sattedampftemperatur unterschreiten.

$$\vartheta_i \geq \vartheta_{sat}(p_{sys}) \quad i \in \{1 \dots n\} \quad (5.18)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i,l} > F \cdot \sum_{i=1}^n M_{i,0}, \quad F \in \{0 \dots 1\} \quad (5.19)$$

Die Verdrängung wird dabei als ideal angenommen. D.h. die Volumenänderung von 'flüssig' nach 'dampfförmig' führt zu einer diesem Volumen entsprechenden Entleerung der Knoten. Diese Annahme ist für die im Absorberdesign zumeist verwendeten dünnen Röhren ( $d \leq 7\text{mm}$ ) vertretbar und liefert, wie man später sieht, gute Ergebnisse. Die Menge an Restflüssigkeit, die im Absorber verbleibt, und die maßgeblich von der internen Verrohrung im Kollektor abhängt, wird über den empirischen Entleerungsfaktor  $F$  bestimmt. Zur Ermittlung der physikalischen Eigenschaften des Fluids wird wiederum der o.g. Berechnungsalgorithmus der Wasserdampf tafel verwendet. Dabei wird zusätzlich zum spezifischen Volumen die spezifische Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_v$  ermittelt.

$$\Delta v_i(p_{sys}, T) = v_i'' - v_i' \quad (5.20)$$

$$\Delta h_{i,v}(p_{sys}, T) = h_i'' - h_i' \quad (5.21)$$

Die zu Verdampfung/Verdrängung zur Verfügung stehende Leistung berechnet sich nach.

$$\dot{Q}_{i,evap} = \dot{Q}_{i,in} - \dot{Q}_{i,loss}(\vartheta_i = \vartheta_{sat}) - \dot{Q}_{i,cap}(\vartheta = \vartheta_{sat}) \quad (5.22)$$

Dabei ist  $\dot{Q}_{i,in}$  die auf den Knoten aufgeprägte Strahlungsleistung (optische Verluste eingerechnet),  $\dot{Q}_{i,loss}$  die thermische Verlustleistung bei Knotentemperatur gleich Sattedampftemperatur und  $\dot{Q}_{i,cap}$  die kapazitive Verlustleistung des Knotens. Dies sind die Leistungen zur Beschreibung des  $Ixn$ -Knotenmodells aus Abschnitt 2.4.3.4. Die Dampfleistung entspricht also der Leistung, die frei werden muss, damit der Knoten nicht überhitzt. Dabei wird idealer Wärmeübergang zwischen Rohrwand und Fluid angenommen. Unter dieser Annahme berechnet sich der Dampfmassenstrom zu:

$$\dot{M}_{i,evap} = \frac{\dot{Q}_{i,evap}}{\Delta h_{i,v}} \quad (5.23)$$

Mit der Annahme idealer Verdrängung errechnet sich der vom Knoten initiierte Massenstrom analog zu Gleichung (5.12) mit:

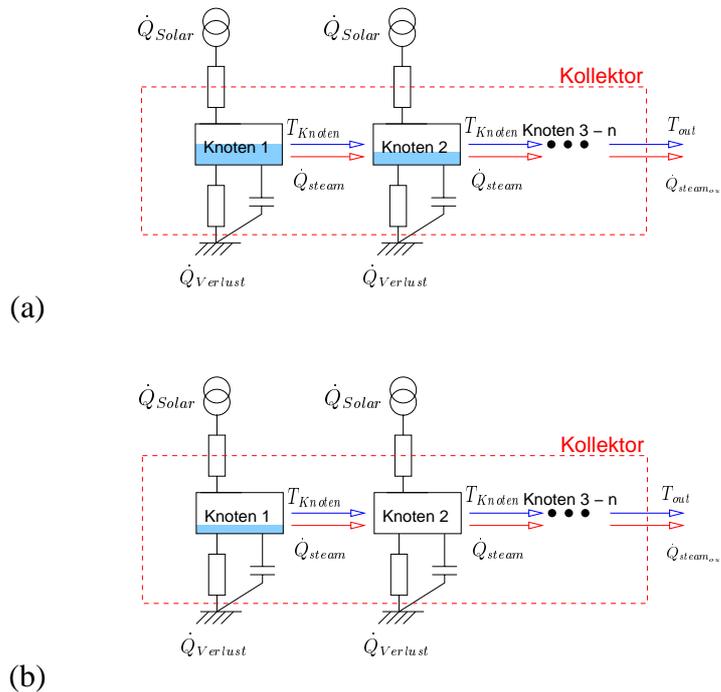
$$\dot{M}_{i,disp} = \begin{cases} \frac{\dot{M}_{i,evap} \cdot \Delta v_i}{v_i'} & \text{falls } \dot{M}_{i,evap} \cdot h < F \cdot M_{i,l} \\ \frac{F \cdot M_{i,l}}{h} & \text{falls } \dot{M}_{i,evap} \cdot h \geq F \cdot M_{i,l} \end{cases} \quad (5.24)$$

Die in einem Zeitschritt resultierende Masse wird, sofern sie nicht größer als die zur Verfügung stehende Fluidmasse im Knoten ist, an den nächsten Knoten weitergegeben. Daraus resultiert ein Energiestrom (bezogen auf die Referenztemperatur  $0^\circ\text{C}$ ) in den folgenden Knoten:

$$\dot{Q}_{i,disp} = \dot{M}_{i,disp} \cdot c_p \cdot \vartheta_{sat} \quad (5.25)$$

### 5.2.1.4. Verdampfung und Überhitzung im Absorber

Nachdem der Anteil, der durch den Entleerungsfaktor angegeben wurde, aus dem Kollektor verdrängt wurde, wechselt das Kollektormodell in den Betriebsmodus *Verdampfung*. In diesem Modus wird die Knotentemperatur auf Satttdampftemperatur gehalten, solange sich dort Flüssigkeit befindet ( $\vartheta_i = \vartheta_{sat}$ ). Die Verdampfungsleistung wird hier Gleichung (5.22) entsprechend berechnet. Jedoch wird diese direkt an den nächsten Knoten in Flussrichtung weitergegeben. Es wird dabei ein idealer Wärmeübergang innerhalb der thermischen Kapazitäten im Knoten angenommen<sup>5</sup>. Abbildung 5.4 (a) zeigt diesen Vorgang schematisch.



**Abbildung 5.4.:** Verdampfungsvorgang im Kollektormodell:(a)Verdampfung, (b) Überhitzung in Knoten 2

Die Überhitzung des Knotens tritt ein, wenn dieser keine Masse an Flüssigkeit mehr beinhaltet ( $M_{i,l} = 0$ ). Ein Nachlaufen von Flüssigkeit aus anderen Knoten ist dabei nicht möglich, da im vereinfachten Modell keine Angaben über Knotenhöhen gemacht werden. Ist ein Knoten 'trocken', trägt er nicht mehr zur Verdampfungsleistung bei, da die Energie zum weiteren Temperaturanstieg verwendet wird. Die in den Knoten eingekoppelte Dampfleistung wird in diesem Fall an den nächsten Knoten durchgereicht. Für die Verdampfung und Überhitzung berechnet sich die Verdampfungsleistung am Austritt des Kollektors zu:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{(i=n),evap} \quad (5.26)$$

<sup>5</sup>Die Dampfleistung wird ideal in den nächsten Knoten eingekoppelt und trägt zu dort zu den thermischen Gewinnen bei.

mit:

$$\dot{Q}_{i,evap} = \begin{cases} \dot{Q}_{i,in} - \dot{Q}_{i,loss}(\vartheta_i = \vartheta_{sat}) - \dot{Q}_{i,cap}(\vartheta_i = \vartheta_{sat}) + \dot{Q}_{(i-1),evap} & \text{falls } M_{i,l} > 0 \\ \dot{Q}_{(i-1),evap} & \text{falls } M_{i,l} = 0 \\ 0 & \text{falls } \dot{Q}_{i,evap} < 0 \end{cases} \quad (5.27)$$

mit der Randbedingung, dass keine Dampfleistung am Kollektoreintritt eingekoppelt wird:

$$\dot{Q}_{0,evap} = 0 \quad (5.28)$$

Für die Berechnung des Dampfmassenstroms gilt analog Gleichung (5.23).

### 5.2.1.5. Wiederbefüllen des Kollektors

Die Befüllung des Kollektors wegen abnehmender Einstrahlung erfolgt ebenfalls in Flussrichtung der Pumpe. Die Flüssigkeit wird dabei dem MAG entnommen und durch den Kollektoreintritt eingebracht (vergleiche Abbildung 5.2). Wiederbefüllen kann von jedem Knoten im Kollektor initiiert werden, sobald er die Satttdampftemperatur unterschreitet. Um numerische Oszillationen in der Simulation zu vermeiden, wurde eine Hysterese eingefügt, sodass das Wiederbefüllen des Kollektors erst bei einer Temperatur von 5 K unterhalb der der Satttdampftemperatur beginnt. Als weiterer Parameter wird der Massenstrom angegeben, mit dem der Kollektor wiederbefüllt wird.

### 5.2.2. Beschreibung des Rohrleitungsmodells

Das Rohrleitungsmodell entspricht weitestgehend dem Kollektormodell. Der Unterschied ist, dass hier keine Einstrahlungsleistung eingekoppelt wird ( $\dot{Q}_{in} = 0$ ) und die Verlustleistung nach Abschnitt 2.1.2 berechnet wird. Beim Rohrleitungsmodell wird zunächst überprüft, ob die in einen Knoten eingekoppelte Dampfleistung ausreicht, um die Verluste abzudecken (Voraussetzung dafür, dass Dampf an den nächsten Knoten weitergeben werden kann). Dazu wird die temporäre Temperatur  $\vartheta'_i$  nach Gleichung (2.114) mit

$$\vartheta'_i = \frac{Q_i + Q_{(i-1),evap}}{M_i c_p} \quad (5.29)$$

berechnet. Für die von einem zum nächsten Knoten weitergegebene Dampfleistung gilt somit:

$$\dot{Q}_{i,evap} = \begin{cases} \dot{Q}_{(i-1),evap} - \dot{Q}_{i,loss}(\vartheta_i = \vartheta_{sat}) - \dot{Q}_{i,cap}(\vartheta = \vartheta_{sat}) & \text{falls } \vartheta'_i > \vartheta_{sat} \\ 0 & \text{falls } \vartheta'_i \leq \vartheta_{sat} \end{cases} \quad (5.30)$$

Am Rohrleitungseintritt liegt als Randbedingung die vom Kollektor produzierte Dampfleistung aus Gleichung (5.26) vor.

$$\dot{Q}_{0,evap} = \dot{Q}_{evap} \quad (5.31)$$

Der Knoten in der Rohrleitung überhitzt nicht, da er auch hier die überschüssige Dampfleistung<sup>6</sup> ( $\dot{Q}_{i,evap}$ ) weitergibt. Es wird angenommen, dass der Dampfmassenstrom vom Kollektor innerhalb der Rohrleitung vollständig kondensiert. Das Kondensat wird dabei dem MAG

<sup>6</sup>Leistung die den Knoten über  $\vartheta_{sat}$  erhitzen würde

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

zugeführt und führt, da das äquivalente Volumen im Kollektor als Dampf vorliegt, zu einer Erhöhung des Systemdrucks. Der gesamte Kondensatmassenstrom berechnet sich damit zu:

$$\dot{M}_{cond} = \frac{\dot{Q}_{(i=0),evap}}{\Delta h_v} \quad (5.32)$$

Dieser ist somit direkt proportional zur Verdampfungsleistung am Austritt des Kollektors.

Für das Wiederbefüllen der Rohrleitung gilt, wie in Abschnitt 5.2.1.5 beschrieben, dass das Rohr um 5 K unterkühlt sein muss, damit die Flüssigkeit wieder zurückläuft. Hier findet jedoch die Befüllung entgegengesetzt der durch die Knotennummerierung festgelegten ( $i=0$  bis  $n$ ) Strömungsrichtung statt. Dabei wird ein konstanter, parametrierbarer Befüllungsmassenstrom ( $\dot{M}_{fill}$ ) angenommen. Fällt eine Knotentemperatur unter die Wiederbefüllungstemperatur *und der Knoten ist noch nicht vollständig mit Flüssigkeit gefüllt*, so wird die Berechnungsfolge für den Befüllungsmassenstrom umgekehrt und am Rohrleitungsende ( $i = n$ ) ein aus dem Befüllungsmassenstrom errechneter Masseplug bereitgestellt. Angenommen die Temperatur in Knoten  $k$  in der Rohrleitung fällt unter die Wiederbefüllungstemperatur so errechnet sich der Masseplug ( $M_{n,fill}$ ), der am Ende der Rohrleitung aus dem MAG entnommen wird, zu:

$$M_{n,fill} = \begin{cases} \dot{M}_{fill} \cdot h & \text{falls } (M_{k,0} - M_{k,l}) \geq \dot{M}_{fill} \cdot h \\ (M_{k,0} - M_{k,l}) & \text{falls } (M_{k,0} - M_{k,l}) < \dot{M}_{fill} \cdot h \end{cases} \quad (5.33)$$

Dieser Masseplug wird in der Knotenfolge rückwärts (von Knoten  $n$  bis  $k$ ;  $k < n$ ) weitergereicht. Falls dabei weitere nicht komplett gefüllte Knoten durchwandert werden, werden diese zuerst gefüllt. Für den an den nächsten Knoten weitergegebenen Masseplug ( $M_{(i-1),fill}$ )<sup>7</sup> ergibt sich:

$$M_{(i-1),fill} = \begin{cases} M_{i,fill} & \text{falls } (M_{i,l} = M_{i,0}) \\ M_{i,fill} - (M_{i,0} - M_{i,l}) & \text{falls } (M_{i,l} < M_{i,0}) \end{cases} \quad (5.34)$$

Der effektive Befüllungsmasseplug  $M_{k,fill}$  der den Knoten  $k$  erreicht, errechnet sich somit indem Gleichung (5.34) von Knoten  $n$  bis Knoten  $k$  durchgegangen wird. Da beim Plug-Flow Konzept Energie und Masse über die Plugkapazität verbunden sind, ergibt sich für die in einem Zeitschritt (rückwärts) übertragene Energie:

$$Q_{(i-1),fill} = M_{(i-1),fill} \cdot c_p \cdot \vartheta_i \quad (5.35)$$

Dies geschieht mit der Randbedingung, dass der am Rohrleitungsende initiierte Masseplug die Temperatur des Fluids im MAG hat.

$$\vartheta_n = \vartheta_{f,mag} \quad (5.36)$$

Die so weitergegebenen Energiemengen werden zu den in den Knoten gespeicherten Energien addiert und finden dadurch bei der weiteren Berechnung Berücksichtigung. Dieser hier in aller Ausführlichkeit dargestellte Vorgang der Rückströmung zeigt, wie komplex die Realisierung solcher Vorgänge innerhalb des *Plug-Flow* - Konzeptes sind. Stellt man sich diese Rückströmung über mehrere *UNITS* vor (z. B. über mehrere hintereinandergeschaltete Rohrleitungen), wird deutlich, dass einige Änderungen am globalen Simulationsablauf in **ColSim** nötig sind, um diese abzubilden.

<sup>7</sup>die Knotenabfolge ist Rückwärts von  $n$  nach  $k$ , darum ist der nächste Knoten ( $i - 1$ )

### 5.2.3. Eigenschaften des MAG Modells

#### 5.2.3.1. Erweiterte Massenbilanzierung

Eine weitere neue Komponente in **ColSim** stellt das Membranausdehnungsgefäß dar. Dieses ist bestimmend für den Druck im System und ist deshalb ein wichtiger Bestandteil des Simulationssystems. Das MAG wurde im Simulationssystem in die Pumpenkomponente integriert und bildet mit dieser die so genannte *Solarstation*. Der Grund liegt darin, dass die in Abschnitt 2.4.3.1 beschriebene Massenbilanzierung in der Pumpe stattfindet, da diese einen *Plug* initiiert und in einem zweiten Schritt überprüft, ob dieser *Plug* am Ende des Simulationszeitschritts wieder an der Pumpe ankommt. Es darf somit keine Differenz des aus der Pumpe herausgehenden und des wieder eintretenden Massenstroms entstehen. Dies ist jedoch bei der Simulation des Stillstandes nötig, da hier jede Komponente (z.B. Kollektor oder Rohrleitung) einen Massenstrom generieren kann<sup>8</sup>. Innerhalb der *Solarstation* werden diese nicht von der Pumpe (UNIT-index  $k$ ) initiierten Plugs in das MAG umgeleitet:

$$\dot{M}_{\rightarrow MAG} = \dot{M}_{out,k} - \dot{M}_{in,k} \quad (5.37)$$

Allerdings verliert man dadurch die Massenkontrollfunktion in der Simulation, da eventuelle Fehler nicht mehr zum Simulationsabbruch führen. Aus diesem Grund wurde die Massenkontrolle angepasst, sodass gilt:

$$\left| \sum_{k=1}^{unit-max} M_k - \sum_{k=1}^{unit-max} M_{k,0} \right| < \varepsilon \quad (5.38)$$

Es wird in jedem Zeitschritt die Summe der Fluidmasse in allen hydraulischen *UNITs* ermittelt. Diese ergibt sich in jeder *UNIT* aus der Summe der Masse in den einzelnen Knoten. Bei einer Abweichung von der zu Beginn der Simulation ermittelten Gesamtmasse, die größer als  $\varepsilon$  ist, wird die Simulation abgebrochen.

#### 5.2.3.2. Systemdruckberechnung

Das Membranausdehnungsgefäß besteht aus einem Behälter, der durch eine elastische Membran in zwei Teile unterteilt wird. Der eine Teil ist mit Überdruck (in Solarsystemen zumeist 1.3 bis 2.5 bar (relativ)), je nach Höhendifferenz zwischen Kollektor und MAG) mit Stickstoff gefüllt. In dem anderen Behälterteil wird das Fluid des Solarkreises aufgenommen. Im Idealfall (keine Federeigenschaft der Membran) entspricht dann der Systemdruck, am MAG gemessen, dem Druck in der Stickstoffvorlage. Letzterer kann durch eine Kombination aus isochorer und isothermer Zustandsänderung beschrieben werden:

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{V_1}{V_0} \quad (5.39)$$

bzw.:

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{T_0}{T_1} \quad (5.40)$$

<sup>8</sup>z.B. bei der Verdampfung, Flüssigkeitsausdehnung oder Verdrängung.

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

Für den Systemdruck gilt dann mit den bekannten Größen (z.B. Behältervolumen  $V_0$ , Befüllungsdruck der Stickstoffvorlage  $p_0$  und Systemfülldruck  $p_{sys,0}$ )

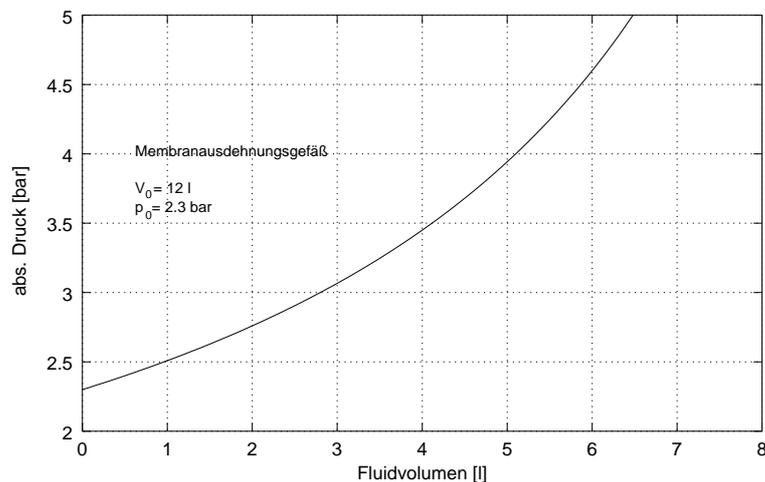
$$p_{sys} = p_{N_2} = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - V_f} \cdot \frac{T_{N_2}}{T_0} \quad (5.41)$$

mit:

$$p_{sys,0} = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - V_{f,0}} \quad (5.42)$$

Dabei wird  $V_{0,fl}$  im ersten Zeitschritt der Simulation aus dem parametrierbaren Systemfülldruck ausgerechnet. Dieser gilt bei der Befüllungstemperatur  $T_0$  auf der Gasseite. Für die weiteren Simulationszeitschritte wird der Systemdruck gemäß dem in Gleichung (5.37) ermittelten Massenstrom in das MAG berechnet. Dabei wird für die Temperatur auf der Gasseite das arithmetische Mittel aus Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur angenommen:

$$T_{N_2} = \frac{T_{amb} + T_f}{2} \quad (5.43)$$

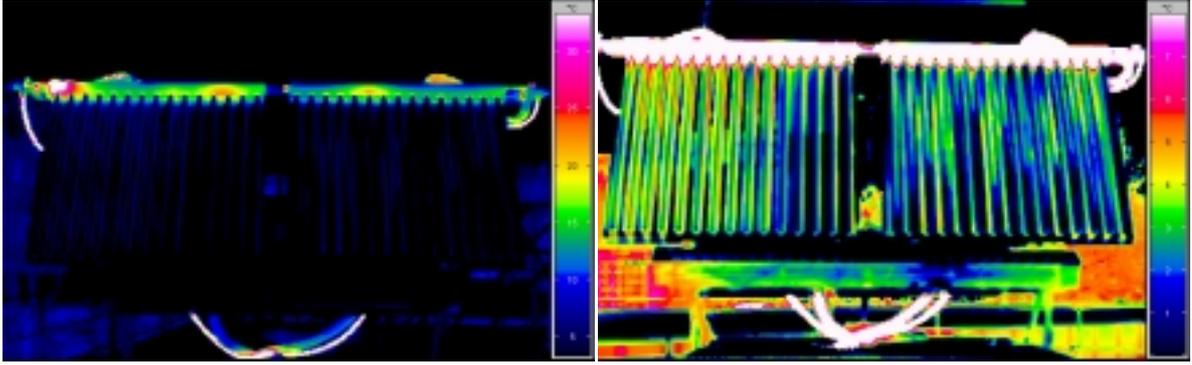


**Abbildung 5.5.:** Nach Gleichung (5.41) Druckkennlinie des in den Solvis Systemen verwendeten Membranausdehnungsgefäßes

In Abbildung 5.5 ist die so ermittelte Druckkennlinie für ein 12 l ( $V_0$ ) MAG mit einem Vor-  
druck von 2.3 bar ( $p_0$ , absolut) und konstanter Temperatur  $T_0$  aufgetragen.

### 5.3. Weitergehende Kollektormodellierung

Der in Kapitel 5 dargestellte Modellansatz stellt eine stark vereinfachte numerische Beschreibung der Vorgänge dar, die während der Messphase beobachtet wurden. Die innerhalb der Arbeit wichtigen experimentellen Fragestellungen betreffend Temperaturverläufe, langfristiges Systemdruckverhalten und Dampftransportvorgänge, konnten jedoch gut nachgebildet werden. Um weitere nähere Aussagen zu internen strömungsdynamischen Vorgängen zu machen, muss man den Solarkollektor weitaus detaillierter abbilden. Im folgenden soll darum ein Ausblick auf eine genauere Kollektormodellentwicklung gegeben werden.



**Abbildung 5.6.:** Infrarotbilder zweier intern auf 90 °C erwärmter Vakuumröhrenkollektoren. Das linke Bild zeigt deutliche Wärmesenken im Bereich der Sammelleitungen (oben). Das rechte Bild zeigt, dass auch die einzelnen Vakuumröhren unterschiedliche Wärmeverluste aufweisen

### 5.3.1. Absorbermodell des VRK

Voraussetzung für eine Verbesserung der Beschreibung des Stillstandsverhaltens ist die Detaillierung der Kollektorbeschreibung. Betrachtet man die IR-Aufnahmen mit der Infrarot-Kamera in Abbildung 5.6, sieht man deutliche Unterschiede im Wärmeverlust innerhalb eines Solarkollektors. Diese örtlichen Wärmesenken können jedoch bei der Abbildung der Verdampfungsvorgänge im Kollektor eine große Rolle spielen. Gerade was Druckoszillationen während des Stillstandes betrifft, wurde z.B. ein großer Einfluss der Verluste in den Sammelleitungen festgestellt (vergl Abschnitt 4.4). Um eine genauere Bestimmung der Temperaturen innerhalb des Kollektors zu ermöglichen, sollte der Absorber bei der numerischen Abbildung in geeignete Maschen unterteilt werden. Für die Röhre eines VRK ist das in Abbildung 5.7 geschehen. Die internen Wärmeübertragungsvorgänge sind als elektrisches Ersatzschaltbild dargestellt. Eine Masche besteht in diesem Fall aus sechs Knoten. Das sind jeweils ein Fluidknoten für die beiden Rohre (1f und 2f) und jeweils ein Rohrwandknoten (1w und 2w), ein Luftknoten in der Mitte (3) und ein Knoten für die Finne des Absorbers (4). Letztere lässt sich auch radial in mehrere Knoten unterteilen, um so die Wärmetransporteffekte durch Wärmeleitung über die Finne in das Absorberrohr numerisch abzubilden<sup>9</sup>. Für eine homogene Einstrahlungsleistung kann dieser Effekt auch nach [10] durch den Flügelwirkungsgrad  $F$  gut angenähert werden.

Für jeden Knoten in Abbildung 5.7 wird nach ein- und ausgehenden Energieströmen bilanziert. Für den Finnenknoten ergibt sich somit:

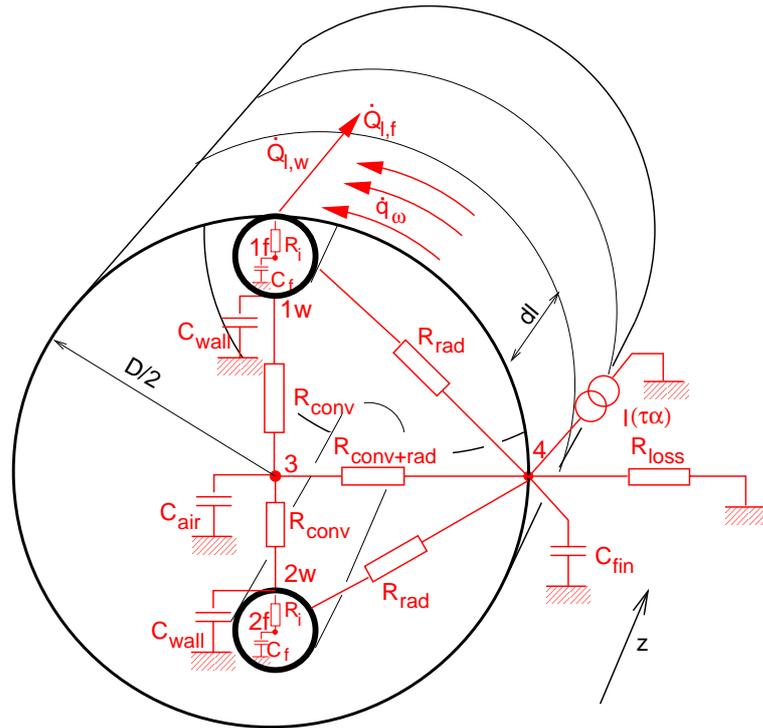
$$\begin{aligned}
 I(\tau\alpha)A_4 &= A_4 \frac{(\vartheta_4 - \vartheta_{amb})}{R_{loss}} + \dot{q}_w dl + C_{fin} \frac{d\vartheta_4}{dt} \\
 &+ A_4 \frac{(\vartheta_4 - \vartheta_{1w})}{R_{rad}} + A_4 \frac{(\vartheta_4 - \vartheta_{2w})}{R_{rad}} + A_4 \frac{(\vartheta_4 - \vartheta_3)}{R_{rad+conv}}
 \end{aligned} \quad (5.44)$$

mit der Finnenfläche  $A_4 = \pi D dl$  und dem Strahlungswiderstand für zwei sich umschließende, graue Strahler nach [36]:

$$R_{rad} = \frac{1}{\alpha_{rad}} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_4} + \frac{A_4}{A_x} \left( \frac{1}{\varepsilon_x} - 1 \right)}{\sigma (T_4 + T_x) (T_4^2 + T_x^2)} \quad (5.45)$$

<sup>9</sup>Dies ist besonders dann sinnvoll, wenn man mit radial veränderlichen Einstrahlungsleistungen  $I(\omega) \neq const$  rechnet

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme



**Abbildung 5.7.:** Interne Wärmeübertragungsvorgänge im Vakuumröhrenkollektor unter Verwendung des  $6 \times 6$  Knotenmodells

Der Index  $x$  steht dabei für die Knotenpunkte 1w und 2w (Rohrwand oberes bzw. unteres Absorberrohr).  $\varepsilon$  stellt den spektral gemittelten Emissionsgrad der Finne bzw. der Absorberöhre dar. Der Wärmewiderstand  $R_{rad+conv}$  von der Finne auf den Luftknoten ergibt sich aus einem Strahlungs- und Konvektionsanteil. Der Strahlungsanteil soll in diesem Fall vernachlässigt werden, da er hier eine untergeordnete Rolle spielt. Der konvektive Anteil ist abhängig von der Luftströmungsgeschwindigkeit in der Röhre die sich durch den thermischen Auftrieb einstellt. Geht man von langsam strömender Luft aus<sup>10</sup>, werden dafür in der Literatur [27] Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  von :

$$\alpha_{conv} \cong \frac{1}{R_{rad+conv}} = 5.6 [W/m^2 K] \quad (5.46)$$

angegeben. Für den Rohrwandknoten 1w ergibt sich somit die Bilanz zu:

$$\frac{\vartheta_{1w} - \vartheta_{1f}}{R_i} = \dot{q}_w dl + \frac{(\vartheta_4 - \vartheta_{1w})}{R_{rad}} + \frac{(\vartheta_3 - \vartheta_{1w})}{R_{conv}} + C_{wall} \frac{d\vartheta_{1w}}{dt} + \dot{Q}_{l,w} \quad (5.47)$$

Die Energieströme am Fluidknoten 1f bilanzieren sich zu:

$$\frac{\vartheta_{1w} - \vartheta_{1f}}{R_i} = C_f \frac{d\vartheta}{dt} + \dot{Q}_{l,f} \quad (5.48)$$

Dabei stellt  $\dot{Q}_{l,w}$  die längs der Rohrleitung über Wärmeleitung weitertransportierte Wärmeleistung dar. Diese ergibt sich nach dem *Fourier'schen* Gesetz der stationären Wärmeleitung zu:

$$\dot{Q}_{l,w} = \lambda_w A_s \frac{\partial \vartheta_{1w}}{\partial z} \quad A_s = \frac{\pi(d_a^2 - d^2)}{4} \quad (5.49)$$

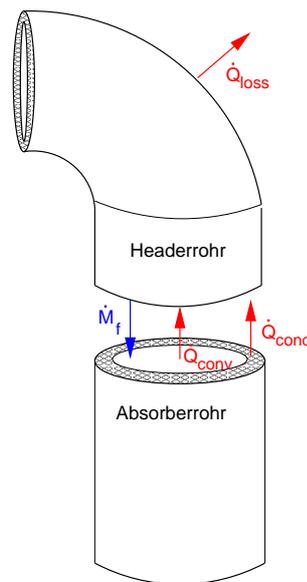
<sup>10</sup>aufgrund des kleinen Durchmessers  $D$  und der kurzen Rohrlänge stellt sich keine große Luftgeschwindigkeit ein, sodass die Annahme die Realität gut widerspiegelt

Der longitudinale Wärmetransport  $\dot{Q}_{l,f}$  im Fluid setzt sich aus dem Massetransport (erzwungen oder konvektiv) des Fluids und aus Wärmeleitung im Fluid längs der Rohrachse zusammen.

$$\dot{Q}_{l,f} = \lambda_f A_1 \frac{\partial \vartheta_{1f}}{\partial z} + \dot{M} c_{p_f} \vartheta_{1f} \quad (5.50)$$

Der Wärmewiderstand  $R_i = \frac{1}{\alpha_i}$  ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und der Strömungsform im Absorberrohr. Für die Zweiphasenströmung kann  $\alpha_i$  nach Abschnitt 2.3.5 berechnet werden. Für die anderen Knoten können auf ähnliche Weise die Bilanzgleichungen aufgestellt werden. Zur Lösung des so entstandenen Gleichungssystems muss die Vakuumröhre in diskrete Maschen unterteilt werden (vergl. Abbildung 5.7). Dadurch können örtliche Differenzialgleichungen in Differenzgleichungen umgewandelt werden. Bei der zeitlichen Diskretisierung ist bei expliziten numerischen Integrationsverfahren auf die in [12] angegebenen Stabilitätskriterien zu achten. Wichtig ist dabei die Wahl der Simulationszeitschritte im Verhältnis zur kleinsten Zeitkonstante im System.

### 5.3.2. Sammelleitungen, Rohrleitungen



**Abbildung 5.8.:** Ankopplung der Headerrohrleitung an die Absorberrohrleitung bei einer seriellen Verschaltung der Absorberrohre

Bei den Messungen an den Vakuumröhrenkollektoren zeigte sich während des Stillstands eine sinkende Absorberrtemperatur je näher an den oben liegenden Sammelleitungen gemessen wurde. Dies lässt sich aus den Wärmeverlusten im opak gedämmten Header der Vakuumröhrenkollektoren erklären. Um diese simulationstechnisch abzubilden, muss der Kollektor in den Absorber- und Headerbereich unterteilt werden. Letzterer kann im Unterschied zum oben beschriebenen Absorberbereich mit einem  $2xn$  Knoten-Modell beschrieben werden<sup>11</sup>. Für eine serielle Verschaltung der einzelnen Absorberrohre entspricht die Beschreibung der Headerrohrleitung einem  $2xn$  Knoten Rohrleitungsmodell. Die Koppelung des

<sup>11</sup>ein Fluidknoten und ein Wandknoten

## 5. Simulationstechnische Abbildung der Testsysteme

Headers erfolgt über Energietransport über Wärmeleitung durch die Rohrwand, Konvektion in der Rohrleitung bei einphasiger Strömung und Dampfkondensation bei Zweiphasenströmung (vergl. Abbildung 5.8). Entsprechend dem Kollektordesign müssen hier jedoch anhand detaillierterer Messungen geeignete Modelle betreffend Konvektion, Kondensation und Rückströmung entwickelt werden.

### 5.4. Hydraulische Modellierung

Prinzipiell sind die Wärmetransportvorgänge in einer Vakuumröhre durch die oben aufgestellten Gleichungen beschrieben. Um jedoch den Wärmeübergang von der Absorberrohrwand auf das Fluid zu bestimmen ist die Kenntnis des Massenstroms nötig. Im Falle des Stillstands wird jedoch kein Massenstrom durch eine Pumpe erzwungen. Es ergeben sich daraus folgende Änderungen der hydrodynamischen Vorgänge im Kollektor.

- Es existiert keine eindeutige Strömungsrichtung.
- Es kommt zur Verdampfung und zur Kondensation.
- Druckverluste und Wärmeübergänge sind stark veränderlich.

Durch die Zuführung von Leistung an das Fluid ergeben sich unterschiedliche Massetransportmechanismen:

- Fluidausdehnung (Flüssigkeit und Dampf)
- Naturkonvektion
- Verdampfung

Bei Abgabe von Energie kommt noch Kondensation hinzu. Da im Stillstand jeder Fluidknoten einen Massenstrom initiieren kann, muss die Berechnung der Energieströme und die Berechnung des Strömungsfeldes in mehreren Simulationsläufen iterativ durchgeführt werden, bis eine exakte Lösung des Strömungsfeldes vorliegt. Diese beinhaltet für jeden Fluidknoten den Massenstrom<sup>12</sup> über seine beiden Grenzflächen zu den benachbarten Fluidknoten. Die weitere Beschreibung der Lösung des Energie- und Strömungsfeldes würde an dieser Stelle zu weit führen. Der interessierte Leser findet zu diesem Thema eine ausführliche Beschreibung in [34].

---

<sup>12</sup>bei Zweiphasenströmung der Gesamtmassenstrom und die Dampfqualität  $\dot{x}$

## 6. Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus dem oben beschriebenen Simulationsmodell dargestellt und mit Messungen verglichen. Dabei werden stellvertretend die Messungen am SOLVIS Luna System mit der Simulation verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass die prinzipiellen Abläufe (Phasen) des Stillstandes gut abgebildet werden. Die Temperaturverläufe werden durch die Simulation gut wiedergegeben. Beim Druckverlauf wurde eine konstante Abweichung um ca. 25% festgestellt. Diese wurde auf die, im Unterschied zur Simulation, in der Realität stattfindende fraktionierte Destillation des Wärmeträgermediums zurückgeführt. Die Druckoszillationen (bei diesen Messung etwa  $\pm 0.5\text{bar}$ ) können mit dem einfachen Simulationsmodell nicht abgebildet werden, da diese durch Rückströmung in überhitzte Kollektorbereiche auftreten. Für eine Abbildung der Druckschläge, die in großen Anlagen zur Zerstörung von Komponenten geführt hat (vergl. Abschnitt 2.2.3), fehlt bisher die Datengrundlage. Hier stehen noch weitere Untersuchungen aus.

### 6.1. Darstellung der simulierten Stillstandsabläufe

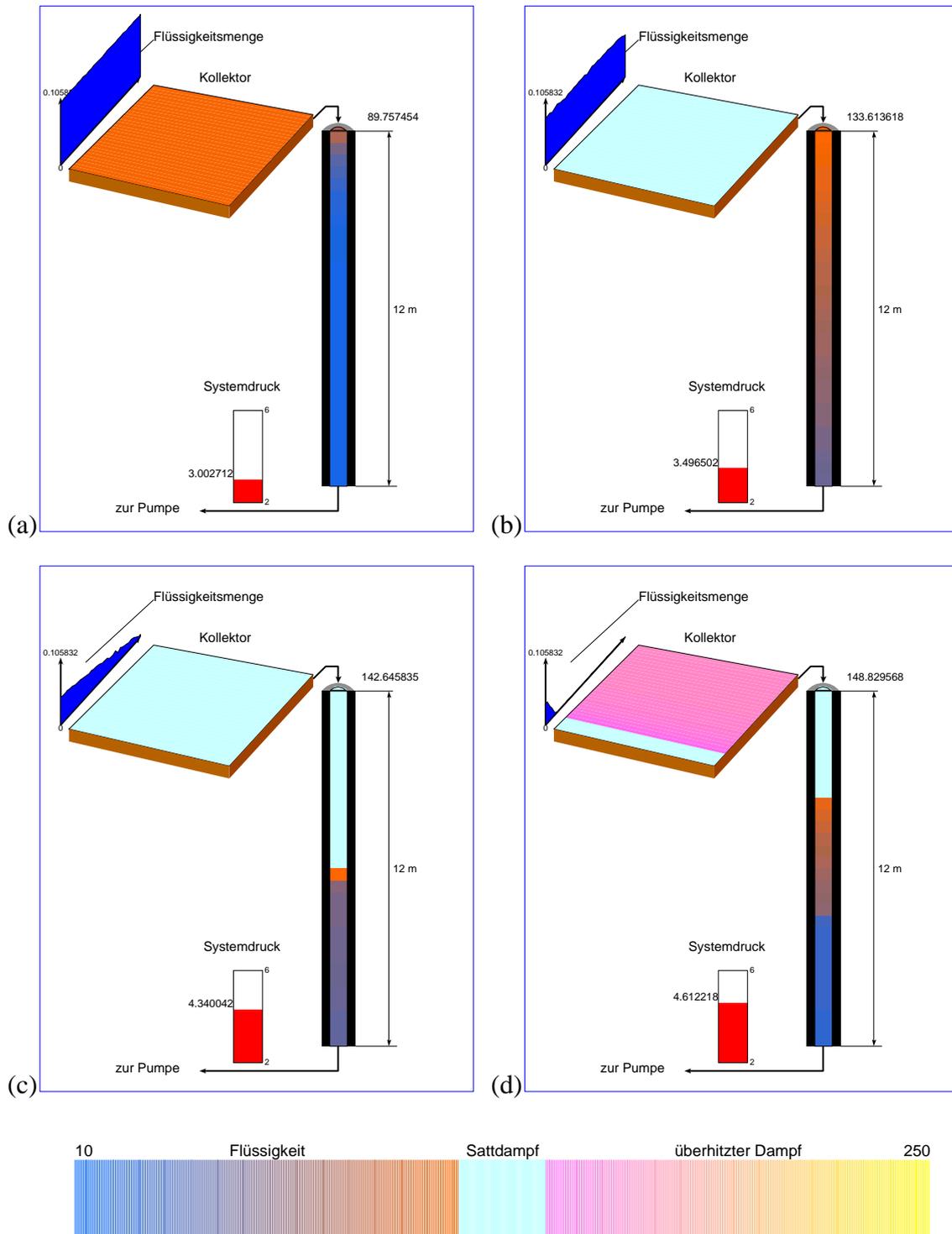
In Abbildung 6.1 sind die Vorgänge während des Stillstandes mit Ausnahme des Vorgangs der Wiederbefüllung dargestellt. Dabei wurde das eigens dafür entwickelte Visualisierungstool **Dview** (vergl. Abschnitt 2.5) verwendet. Diese Darstellung gibt noch einmal einen besseren Eindruck über die globalen Abläufe innerhalb des auf Kollektor, Rohrleitung und Sicherheitsgruppe reduzierten Simulationsystems. Die Farbskalierung stellt unterschiedliche Temperaturen dar und ist in drei Bereiche unterteilt. Mit den Farben blau bis rot wird der flüssige Aggregatzustand dargestellt. Türkise Einfärbung bedeutet, dass der entsprechende Bereich sich in der Sättigung befindet. Die Farben violett bis gelb stellen überhitzte Bereiche dar. Als roter Balken ist der momentane Systemdruck dargestellt. Die blaue Fläche neben dem Kollektor stellt die Flüssigkeitsmasse in den 30 Knoten des Kollektors dar.

Abbildung 6.1 (a) zeigt die Phase der Flüssigkeitsausdehnung. Hierbei ist zu erkennen, dass sich alle Knoten innerhalb des Kollektors homogen erwärmen, da longitudinaler Wärmeübergang entlang des Absorbers durch Konvektion und Wärmeleitung vernachlässigt wird. Die Eintrittstemperatur der dem Kollektor nachgeschalteten Rohrleitung wird, wie zu erwarten, wärmer, da heiße Flüssigkeit (aufgrund der Flüssigkeitsausdehnung) aus dem Kollektor in die Rohrleitung geführt wird (vergl. Gleichung (5.17)). Dies wird in Abbildung 6.1 (b) noch deutlicher sichtbar, wenn bei der ersten Verdampfung bzw. Verdrängung, eine weitaus höhere Leistung<sup>1</sup> an die Rohrleitung weitergegeben wird. In Abbildung 6.1 (c) ist der durch

<sup>1</sup>der verdrängte Massenstrom ist sehr viel größer als der, der sich durch die Fluiddehnung ergibt

## 6. Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen

den Entleerungsfaktor  $F$  vorgegebene Anteil des Kollektorinhalts verdrängt worden, und die Verdampfungsphase hat begonnen. Der Druck ist von 2.9 bar auf etwa 4.6 bar angestiegen. Aufgrund der Dampfemission des Kollektors in die Rohrleitung stellt sich dort im oberen Bereich ebenfalls Sattdampf Temperatur ein.



**Abbildung 6.1.:** Visualisierung der simulierten Phasenabläufe während des Stillstands: (a) Flüssigkeitsausdehnung, (b) Verdrängung, (c) Verdampfung, (d) Überhitzung

Wie weit der Dampf in die Rohrleitung hineinreicht, hängt im wesentlichen vom Verhältnis der Kollektor(dampf)leistung zur Verlustleistung in der Rohrleitung ab. Bei größeren solarthermischen Anlagen<sup>2</sup> kann sich der Dampfbereich auch über die gesamte Rohrleitung erstrecken. Dies wurde auch bei realen Anlagen zur solaren Heizungsunterstützung beobachtet (vergl. [16] [11]). Die Temperatur bleibt im gesamten Kollektor solange auf Satttdampf temperaturniveau, wie sich Flüssigkeit in allen Knoten befindet. Da die Dampfleistung jedoch von unten nach oben durch die Knoten weitergereicht wird (siehe Abbildung 5.4), steigt somit auch der Dampfmassenstrom von unten nach oben an. Aus diesem Grund überhitzt der Kollektor oben zuerst, da dort als erstes alle Flüssigkeit verdampft worden ist. Dies ist in Abbildung 6.1 (d) zu sehen. Tritt Überhitzung im Kollektor ein, verringert sich die Dampfleistung am Kollektoraustritt, da überhitzte Bereiche nicht zur Verdampfungsleistung beitragen<sup>3</sup>. Dadurch klettert die Dampf-Flüssigkeitsgrenzlinie in der Rohrleitung nach oben. Je nach Volumenverhältnis des Kollektors zur Rohrleitung sinkt der Druck in dieser Phase wieder leicht ab (siehe auch Abbildung 6.3). Ist der gesamte Flüssigkeitsinhalt des Kollektors verdampft, wird keine Verdampfungsleistung an die Rohrleitung abgegeben und es stellt sich im Modell ein stabiler Zustand ein, bei dem die Rohrleitung bis oben gefüllt ist. In den Messungen ist jedoch zu erkennen, dass in diesem Fall Flüssigkeit in den Kollektor zurückströmt, und dadurch Oszillationen in Druck und Temperatur entstehen. Zur Abbildung dieser Vorgänge bedarf es einer weitaus detaillierteren Modellierung der Zweiphasenströmung innerhalb des Kollektors. Diese würde den Rahmen dieser experimentell ausgerichteten Arbeit sprengen. Im Folgenden sollen die Ergebnisse aus der Simulation am Beispiel des Solvis-LUNA-Systems mit den Messungen verglichen werden. Für die anderen in Abschnitt 3.1 beschriebenen Testsysteme ergaben sich nach entsprechender Parameteranpassung vergleichbar gute Korrelationen zu den Messungen.

## 6.2. Vergleich mit Messungen am Solvis LUNA System

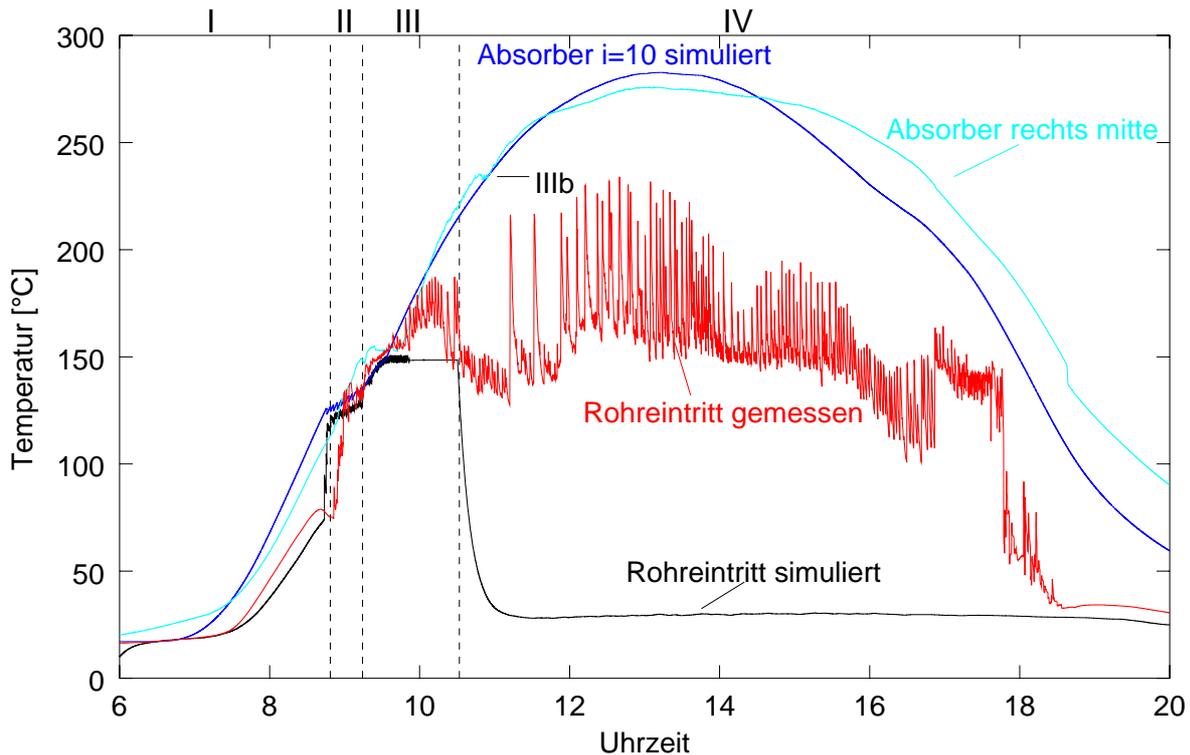
Abbildung 6.2 zeigt die Gegenüberstellung einiger am Solvis LUNA System gemessener Temperaturen, mit den Ergebnissen aus der Simulation. Es wurden dabei lediglich die Globalstrahlung in Kollektorebene und die Außentemperatur auf das Modell aufgeprägt. Die Parameter (z.B. Kollektorkennlinie, geometrische Größen usw.) wurden aus Messberichten bzw. Herstellerangaben übernommen (vergl. Tabelle 3.1). Für den Entleerungsfaktor wurde 0.5 angenommen, d.h. der Kollektor wird in der Verdrängungsphase zur Hälfte entleert. Weiterhin wurde mit Wasser als Wärmeträgermedium gerechnet, jedoch mit dem Wasser/Propylenglykolkolgemisch (Tyfocor LS) gemessen. Daraus ergibt sich ein nicht unwesentlicher Unterschied im Verlauf der Temperaturen. In den ersten beiden Phasen (I und II) stimmen die Temperaturverläufe jedoch noch gut überein. Aufgrund einer etwas schneller ansteigenden simulierten Absorbtemperatur fängt die Verdrängungsphase (II) in der Simulation etwas früher, jedoch auf gleichen Satttdampf temperaturniveau, an. Dies spricht dafür, dass die erste Verdampfung bei der Satttdampf temperatur von reinem Wasser, und nicht von dem, bei den Messungen verwendeten Frostschutzgemisch stattfindet. Während die simulierten Temperaturen in dieser Phase maximal der Satttdampf temperatur entsprechen, ist bei

---

<sup>2</sup>ab ca. 20-30 m<sup>2</sup>

<sup>3</sup>vergl. Gleichung (5.27)

## 6. Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen



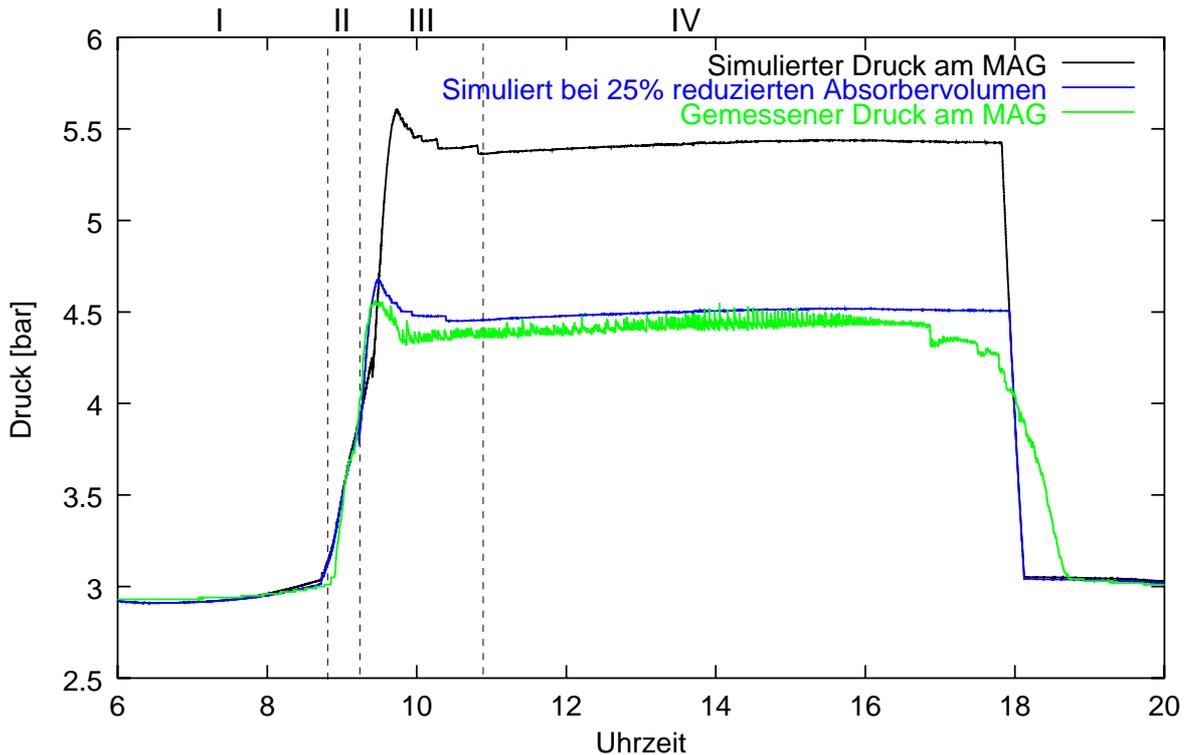
**Abbildung 6.2.:** Vergleich der simulierten Absorbertemperatur mit der am rechten Solvis LUNA Kollektor (mitte/unten) gemessenen Absorbertemperatur

den gemessenen Absorbertemperaturen ein weiterer Anstieg zu erkennen. Dies deutet auf eine Aufkonzentration von Propylenglykol hin. Erhebliche Unterschiede kann man dann am Rohrleitungseintritt in der Verdampfungsphase erkennen. Auch hier kann die Temperatur im Simulationsmodell nicht weiter steigen. In der Messung jedoch sieht man, dass diese Temperatur weit über die Sättigungstemperatur von Wasser ansteigt. Hier ist offensichtlich zu sehen, dass durch Aufkonzentration des Zweistoffgemisches die Sattdampf­temperatur im Laufe dieser Phase erhöht wird. Dies setzt sich solange fort, bis zu Beginn der Phase IV reines Propylenglykol verdampft<sup>4</sup>. In der Simulation ist hier die Flüssigkeit in der Rohrleitung bis an den Kollektoraus­tritt gestiegen und verbleibt dort, ohne dass Flüssigkeit in den Absorber zurückläuft. Dadurch kühlt sich in der Simulation dieser Knoten auf Umgebungs­temperatur<sup>5</sup> ab, während sich in der Messung hier eine weitaus höhere Temperatur einstellt, da in der Realität Flüssigkeit in überhitzte Regionen des Absorbers zurückläuft. Diese Pulsationen werden im einfachen Modell nicht berücksichtigt.

Der gemessene Druckverlauf im LUNA-System ist in Abbildung 6.3 dem simulierten gegenübergestellt. Weiterhin sind die einzelnen, aus der Simulation ermittelten Stillstandsphasen (I bis IV) eingezeichnet. In der Simulation wird in den Phasen III und IV ein weitaus größerer Enddruck ermittelt (Differenz ca. 1 bar). Diese Differenz entsteht dadurch, dass in der Simulation keine fraktionierte Destillation des Wärmeträgers abgebildet wird (vergl. Abschnitt 4.5.1). In der Realität sammelt sich ein Anteil höher siedenen Propylenglykols, welches nicht in das MAG abgeführt wird, sondern in den Kollektoren verbleibt. Der Volu-

<sup>4</sup>erkennbar an einem kurzen Verharren auf etwa 230 °C (IIIb)

<sup>5</sup>Wärmeleitung über die Rohrwandung vom Absorberrohr an den Kollektoranschluss wird nicht berücksichtigt



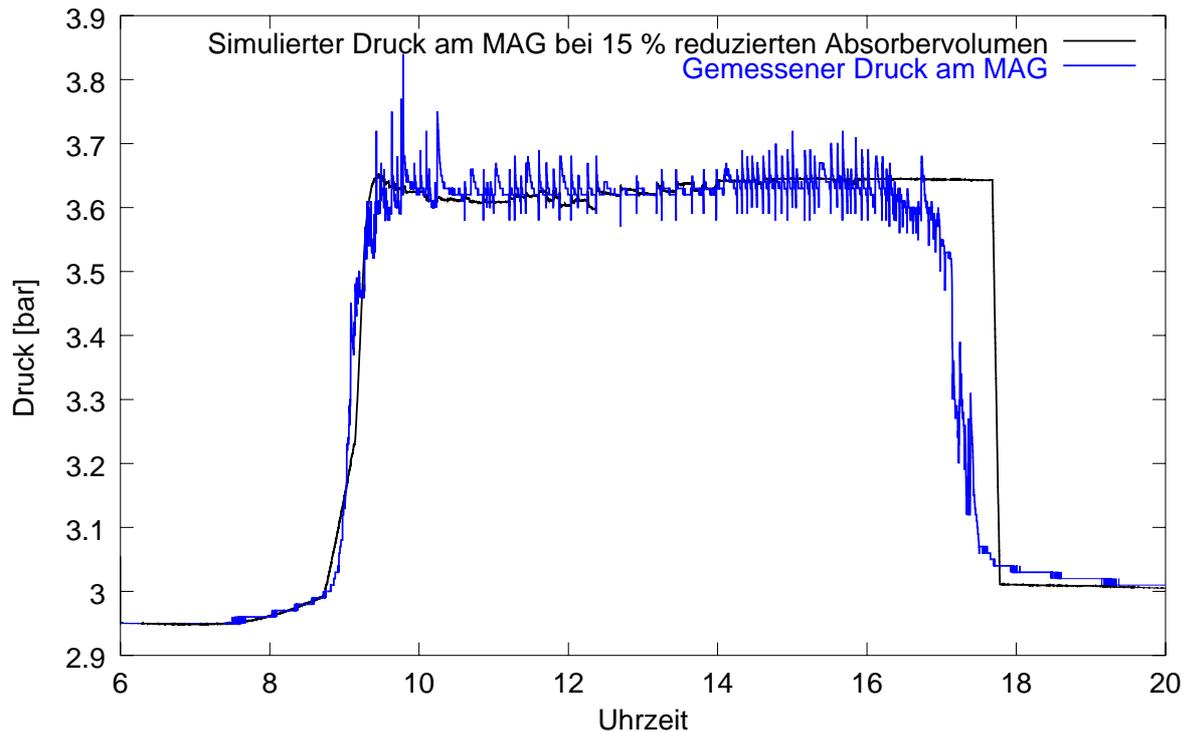
**Abbildung 6.3.:** Vergleich des simulierten Drucks mit dem gemessenen Druck am MAG für das SOLVIS Luna System

menanteil beträgt laut den Messungen (vergl. Abbildung 4.14 an diesem Kollektor 25% des Absorberrohrvolumens. Reduziert man in der Simulation das Absorbervolumen um diesen Anteil, erzielt man eine weitaus bessere Korrelation des Drucks mit den Messungen (siehe ebenfalls Abbildung 6.3). Vergleicht man die Simulation des Druckes mit den Messungen beim Sonnenkraft System, ergibt sich eine ähnlich gute Korrelation (vergl. Abbildung 6.4). Hier musste das Absorbervolumen jedoch nur um 15 % reduziert werden um eine gute Übereinstimmung zu den Messung zu gewährleisten (siehe Abschnitt 4.5.1).

### 6.3. Simulation von Temperatur und Druckschwankungen

Die Abbildungen 6.3 und 6.2 zeigen, dass die in Kapitel 4 gemessenen Schwankungen während der Überhitzungsphase in der Simulation nicht abgebildet werden. Die Verwendung des einfachen Modells schließt das Abbilden dieses Verhaltens aus. Um ein solches, stark von der Anlagenhydraulik abhängiges Verhalten darzustellen, benötigt das Modell einen weitaus höheren Detaillierungsgrad, da Strömungen innerhalb des Absorbers genauer modelliert werden müssen. Hier bewegt man sich schnell in das Gebiet der CFD Programme, die hierfür sicherlich das geeignetere Werkzeug wären. Prinzipiell steht der Aufwand für eine solche Simulation in keinem Verhältnis zu dem Nutzen für die Anwendung und Verbesserung von stillstandssicheren Solarsystemen, da die Probleme aus der Verdampfung sich an ganz anderer Stelle zeigen. Die thermische Überbelastung der Komponenten außerhalb des Kollektors stellt momentan das Hauptproblem dar, mit dem gerade größere Solaranlagen oft

## 6. Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen



**Abbildung 6.4.:** Vergleich des simulierten Drucks mit dem gemessenen Druck am MAG für das Sonnenkraft System

konfrontiert werden<sup>6</sup>. Zusätzlich können die in Abschnitt 2.2.3 beschriebenen Druckbelastungen, durch Verdampfungs-, Kondensations- oder Wasserschläge zu Ermüdung der Komponenten führen. Für eine detaillierte Aussage zu dieser Problematik fehlen bisher Messungen an diesen problembehafteten Anlagen. Weitere Untersuchungen dazu werden in zukünftigen Arbeiten angestrebt.

<sup>6</sup>dabei erreicht der Dampf die Komponenten im Keller, die nicht für diese Temperaturbelastung ausgelegt sind (Pumpe Wärmetauscher oder MAG)

# 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

Es gibt zwei unterschiedliche Konzepte zur Vermeidung von Stillstandsproblemen, die in diesem Kapitel dargestellt werden. Zunächst wird auf sogenannte Systeme mit *eigensicherem* Stillstandsverhalten eingegangen. Bei ihnen bedeutet der Stillstand keine zusätzliche Belastung für die Systemkomponenten. Es werden verschiedene kollektorinterne Absorbergeometrien sowie Kollektorfeldverschaltungen bezüglich ihres Stillstandsverhaltens dargestellt und bewertet. Weiterhin wird auf die gezielte Abführung von überschüssiger Energie im Stillstand durch sogenannte *Stagnationskühler* eingegangen.

Das zweite Konzept zur Vermeidung von Stillstandsproblemen ist die totale Vermeidung von Verdampfungssituationen im Kollektor. Hierzu werden verschiedene Regelungsstrategien erläutert und deren Wirksamkeit simulationstechnisch überprüft.

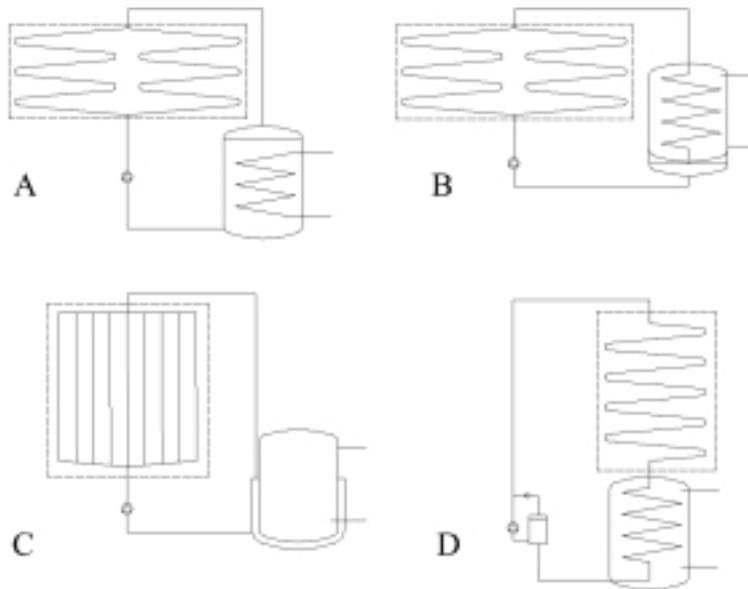
## 7.1. Eigensichere Systemkonzepte

### 7.1.1. Drain Back System

Ursprünglich wurden *Drain Back* Systeme entwickelt, um ein frostsicheres Anlagenkonzept ohne spezielle Wärmeträgermedien sondern mit Wasser als Fluid zu haben. Damit in Frostperioden keine Lecks durch Eis im Kollektor oder in den Rohrleitungen entstehen, werden die gesamten Rohrleitungen im Solarkreis so verlegt, dass sie sich beim Ausschalten der Solarkreispumpe in Richtung Keller vollständig entleeren können und ein dort befindliches Luftvolumen in den Kollektor steigt. Mit vermehrt beobachteten Auftreten von Stillstandsproblemen in Solaranlagen durch verdampfendes Medium gewinnen die *Drain Back* Systeme an Interesse, da hier der Kollektor im Stillstand mit Luft gefüllt ist und keine Verdampfungsvorgänge stattfinden.

Abbildung 7.1 zeigt die für kleine Anlagen häufigsten Varianten von *Drain Back* Anlagen. Bei allen Systemen gleich ist ein Luftvolumen, das sich während des Betriebes der Pumpe in einem Leerraum des Systems befindet. Bei ausgeschalteter Pumpe wandert dieses Luftpolster durch die Leitung nach oben in den Kollektor, während die Flüssigkeit nach unten entleert wird (engl. to drain). Die Systeme unterscheiden sich jedoch darin, wo das Luftpolster im Betrieb der Pumpe untergebracht wird. Eine einfache Umsetzung des *Drain Back* Konzeptes wird in Abbildung 7.1 A dargestellt. Hier befindet sich das 'Leervolumen' im Pufferspeicher. Die Nutzenergie muss über einen Wärmetauscher an das Brauchwasser abgegeben werden. Die Kollektorunterkante muss dabei höher als die Speicheroberkante liegen. Bei Verwendung einer Kreiselpumpe darf der Höhenunterschied zwischen Kollektoroberkante

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen



**Abbildung 7.1.:** Schemata verschiedener auf dem Markt befindlicher Drain-back Systemen (aus [18])

und Pumpe die maximale Förderhöhe (im allgemeinen 5 bis 7 m) nicht überschreiten. Abbildung 7.1 B zeigt ein Konzept mit Verwendung eines Brauchwasserspeichers. Hier ist das Luftvolumen als extra Tankbereich am unteren Ende des Speichers angebracht. Die Kollektorunterkante kann dadurch unterhalb der Speicheroberkante liegen, was bei im Dachgeschoss installierten Anlagen von Vorteil ist. Schema C zeigt eine ähnliche Umsetzung mit einem Mantelwärmetauscher, der gleichzeitig das 'Leervolumen' bereitstellt. Im Unterschied zu den anderen ist dies ein Kollektor mit paralleler Verrohrung. Da bei diesem Typ von Kollektor bei nicht waagrechter Installation Restflüssigkeit im Kollektor verbleiben könnte, ist das untere Verteilerrohr V-förmig ausgeführt. Bei Systemen, bei denen die Höhendifferenz zwischen Kollektor und Pumpe größer ist, als die Förderhöhe einer Kreiselpumpe, kann das Anlagenkonzept D angewendet werden. Durch die Verwendung einer Verdrängerpumpe kann hier eine größere Druckdifferenz aufgebaut werden. Gleichzeitig muss, da die Pumpen im Stillstand in beide Flussrichtungen sperren, über einen Bypass dafür gesorgt werden, dass die Luft nach oben in den Kollektor wandern kann.

*Drain Back* Systeme haben an mehreren tausend Anlagen in den Niederlanden ihre Funktionstüchtigkeit gezeigt. Dort werden 80 bis 90 % der Anlagen nach diesem Konzept aufgebaut [18]. Zumeist handelt es sich dabei allerdings um kleinflächige (mehrere m<sup>2</sup>) Anlagen zur Brauchwassererwärmung. Auch eine Großanlagen (ca. 1000 m<sup>2</sup>) nach diesem Funktionsprinzip ist in Betrieb, jedoch hat sich gezeigt, dass der Verrohrungs- und Installationsaufwand sehr viel größer ist als bei Anlagen konventioneller Bauart.

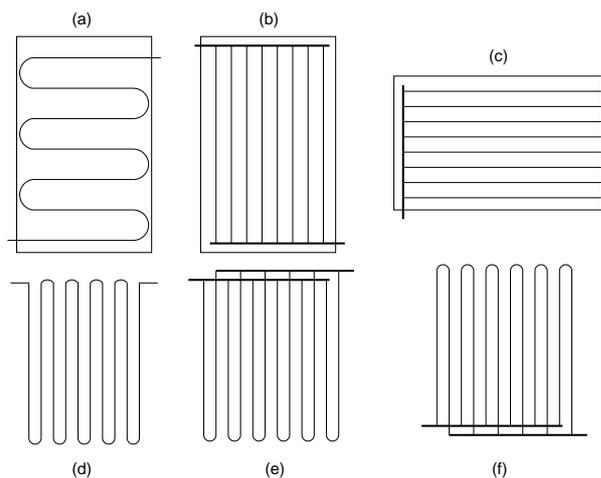
### 7.1.2. Optimierung der Kollektorfeldverschaltung

Eine weitere Möglichkeit zur Vermeidung von Stillstandsproblemen ist die Optimierung der Kollektorverrohrung bzw. der Kollektorfeldverschaltung. Ziel ist, ähnlich wie beim *Drain Back* System, ein möglichst gutes Entleerungsverhalten der Kollektoren zu erreichen. Ein Kollektorfeld nach den Vorschriften eines *Drain Back* Systems kombiniert mit ansonsten konventioneller Technik (MAG, Pumpe und Rückschlagklappe) aufgebaut, würde vermutlich keine der in Abschnitt 2.2.3 dargestellten Probleme aufweisen. Die erste Verdampfung

im Kollektor führt in diesen Systemen zu einer kompletten Entleerung der Kollektoren. Länger andauerndes Leersieden des Kollektors ist somit ausgeschlossen. Das *Drain Back* Konzept stellt sozusagen das Optimum bezüglich des Entleerungsverhaltens des Kollektorfeldes dar. Bei einem mit Frostschutz gefülltem System sind die Anforderungen bezüglich des Entleerungsverhaltens nicht so hoch, da keine Gefahr des Einfrierens besteht. Weiterhin findet hier die Entleerung nicht aufgrund von Gravitationskräften, sondern aufgrund von lokalen Verdampfungsvorgängen im Kollektor statt. Unter Umständen kann also durch eine geeignete Verschaltung konventioneller Kollektoren eine Verbesserung des Stillstandsverhalten erzielt werden. Im Folgenden sollen dazu die bisher gesammelten Erkenntnisse zusammengefasst werden.

### 7.1.2.1. Kollektorinterne Verrohrung

Schon bei einzelnen Kollektoren konnten bei den Messungen in dieser Arbeit Unterschiede bezüglich ihres Stillstandsverhaltens festgestellt werden. Als besonders wichtig ist das Entleerungsverhalten des Kollektors anzusehen. Voraussetzung für ein optimales Entleerungsverhalten ist, dass mindestens einer der beiden Kollektoranschlüsse auf der Unterseite des Kollektors herausgeführt wird.



**Abbildung 7.2.:** Gängige Varianten kollektorinterner Rohrführungen

Dies trifft z.B. auf die Varianten (a) bis (c) in Abbildung 7.2 zu. In den Messungen aus Kapitel 3 konnte gezeigt werden, dass für Variante (a) ein Entleerungsfaktor von nahezu 100 % erreicht wurde. Ebenso gut wird die Entleerung für Variante (b) sein, da auch hier die Restflüssigkeit durch die erste Verdampfung nach unten geschoben wird. Bei horizontalen Absorberrohren wird sich ein etwas schlechteres Entleerungsverhalten zeigen, da sich in den parallelen Rohren eine Schichtströmung einstellt und somit der Abtransport der Flüssigkeit langsamer stattfindet<sup>1</sup>.

Verschaltungen, wie sie bei Vakuumröhrenkollektoren (Abbildung 7.2 (d) und (e)) zu finden sind, haben beide Kollektoranschlüsse am oberen Ende des Kollektors. Dadurch bedingt ist der Entleerungsfaktor bei diesen Varianten weitaus kleiner (im Bereich 30% (e) bis 50 % (d)). In den Messungen wurde ein weites Eindringen von Dampf in die nachgeschaltete Rohrleitung festgestellt. Weiterhin gelangt durch die oben liegenden Anschlüsse von den

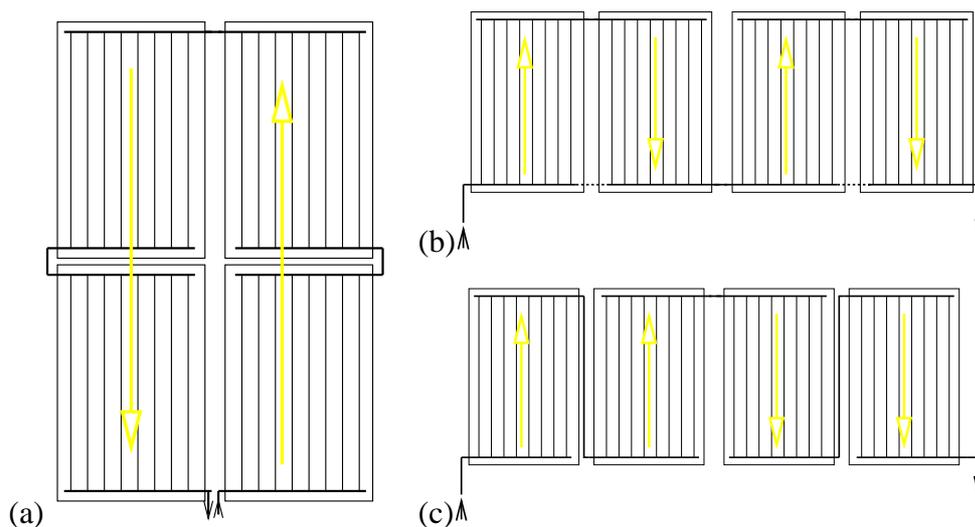
<sup>1</sup>Schätzungsweise liegt hier der Entleerungsfaktor zwischen Variante (e) und (b) bei ca. 80%

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

Rohrleitungen zurückfließendes Kondensat unmittelbar in überhitzte Bereiche des Kollektors. Als Folge daraus entstehen pulsierende Verdampfungen, die eine zusätzliche Wechselbelastung für Kollektor und Fluid darstellen. Eine Verbesserung zeigt Variante (f), die seit kurzen von der Firma CONSOLAR in Form eines auf den Kopf gestellten Vakuumröhrenkollektors auf den Markt gebracht wurde. Hier dürfte das Stillstandsverhalten entscheidend verbessert worden sein. Konkrete Messungen an diesem Kollektortyp stehen jedoch noch aus.

### 7.1.2.2. Kollektorfeldverschaltungen

Kollektorfelder bestehen aus einer Verschaltung von mehreren der oben gezeigten Kollektoren. Meistens wird, um im Betrieb eine homogene Durchströmung des Kollektorfeldes zu erzielen, die Verschaltung der Kollektoren nach *Tichelmann* ausgeführt<sup>2</sup>. Entscheidend für das Entleerungsverhalten ist hier die Anordnung der einzelnen Kollektoren. Ein alleine zwar gut entleerender Kollektor kann bei einer ungünstigen Feldverschaltung zu einem vermindertem Entleerungsfaktor führen. Auch bei Kollektorfeldern sollte einer der beiden Anschlüsse an das Kollektorfeld nach unten weg geführt werden, um ein günstiges Entleerungsverhalten zu ermöglichen.



**Abbildung 7.3.:** Beispiele für Kollektorfeldverschaltungen nach *Tichelmann* (a) günstiges Entleerungsverhalten, (b) ungünstiges Entleerungsverhalten, (c) verbessertes Entleerungsverhalten

In Abbildung 7.3 sind als Beispiel drei mögliche Feldverschaltungsvarianten eines Kollektors mit *Harfenabsorber* dargestellt. Bei allen Darstellungen sind jeweils vier Kollektoren in Reihe geschaltet. Ein Kollektor dieses Typs hat, wie oben erwähnt, einen Entleerungsfaktor von nahezu 100 %. In der Verschaltung in einem Feld kann dennoch das Gesamtentleerungsverhalten unterschiedlich ausfallen. In der Verschaltungsvariante (a) (Abbildung 7.3) wird das Feld gut entleert, wenn die Verdrängung der Flüssigkeit durch beide Anschlussleitungen erfolgen kann (vergl. Abbildung 2.7 B). In diesem Fall ist insgesamt ein gutes Stillstandsverhalten der Anlage zu erwarten, da mit der ersten Verdampfung im oberen Kollektorbereich

<sup>2</sup>Bei der *Tichelmann* Verschaltung ist die Wegstrecke vom Kollektoreintritt bis zum Kollektoraustritt durch alle Rohrleitungen gleich lang

das gesamte Feld entleert wird.

Für die Variante (b) in Abbildung 7.3 ergibt sich ein ungünstigeres Entleerungsverhalten, da hier die mittleren Kollektoren die Flüssigkeit nicht nach unten verdrängen können, sondern nur durch die beiden am Rand befindlichen Kollektoren nach oben. Bei dieser Verschaltung ist ein länger andauerndes Leersieden des Feldes zu erwarten. Bezüglich des Entleerungsverhaltens stellt Abbildung 7.3 (c) dahingehend eine Verbesserung dar. Hier können alle Kollektoren intern bei der ersten Verdampfung die Restflüssigkeit nach unten verdrängen. Allerdings können die für diese Verschaltung nötigen Steigleitungen bei unzureichender Isolierung zu Druckstößen im System führen, da sich in ihnen Kondensat bilden kann, welches dann in überhitzte Bereiche zurückfließt. Weiterhin können in den Leitung stehende Flüssigkeitspfropfen durch eine starke Beschleunigung während der Verdampfung beim Aufprall auf Krümmer oder T-Stücke zu Wasserschlägen führen.

Ein *eigensicheres* Stillstandsverhalten für Variante (b) könnte über thermostatische Ventile erreicht werden, die bei einer Temperatur (z.B. 120 °C) öffnen und somit das Entleeren über *eine* gemeinsame Sammelleitung ermöglichen (in der Abbildung 7.3 gestrichelt angedeutet). Mit einer solchen Maßnahme könnte eine größere Flexibilität in Bezug auf Kollektorfeldverschaltung unter Beachtung des Entleerungsverhaltens ermöglicht werden. Dies ist gerade in Bezug auf bauliche Einschränkungen (Dachform, freie Dachflächen, Verrohrung usw.) nötig, da hier bisher oftmals keine stillstandsoptimale Verschaltung möglich ist.

Horizontale Anordnung der Absorberfinnen (vergl. Abbildung 7.2 (c)) haben bezüglich ihres Entleerens keine auf Gravitation beruhende Vorzugsrichtung. Hierdurch entsteht in einer Feldverschaltung ein ungünstiges Stillstandsverhalten, da in den oberen Absorberrohren sehr hohe Dampfgeschwindigkeiten auftreten können. Dies ist dann der Fall, wenn z.B. in der obersten Absorberrohre die Verdampfung beginnt und sich eine Schichtströmung oder Ringströmung einstellt. Am Ende der Absorberrohrleitung wird der Dampfstrom mit der Flüssigkeit in den darunterliegenden Rohrsegmenten gemischt. Bei diesem Vorgang kann es zu starker Geräuschbildung durch Kavitation oder Wasserschläge kommen. Für langgestreckte Reihen seriell verschalteter Kollektoren kann die Dampfgeschwindigkeit so weit ansteigen, dass diese Geräusche und die damit verbundenen Druckspitzen bis hinunter in den Keller reichen können (vergl. [25]). Detaillierte Messungen an Anlagen dieser Größe und mit dieser Problematik stehen ebenfalls noch aus.

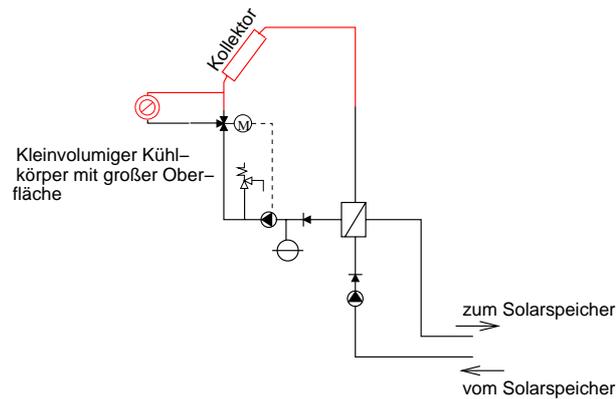
### 7.1.3. Wärmeabfuhr durch gezielte Kondensation

Eine Möglichkeit, eine Vermeidung von Überhitzung der temperaturempfindlichen Komponenten zu erzielen, ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Die aus dem Kollektorrücklauf heraustransportierte Dampfleistung wird dabei an einen zusätzlich installierten Kühlkörper abgeführt. Die Zuschaltung kann, wie in der Abbildung dargestellt, über ein motorisch angesteuertes Ventil erfolgen, das umschaltet, sobald die Pumpe ausgeschaltet wird.

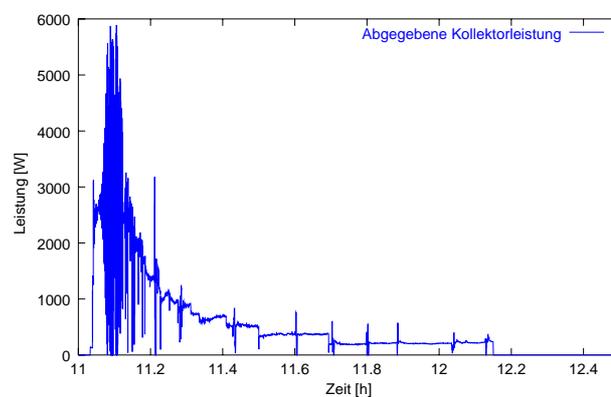
Die Dimensionierung eines solchen Kühlers hängt von der maximalen Dampfleistung des Kollektors ab. Diese entspricht jedoch *nicht* der stationären Leistung des Kollektors bei Sattdampf Temperatur. In Abbildung 7.5 ist die vom Kollektor abgegebene (Dampf)Leistung für eine Simulation mit einem 50 m<sup>2</sup> Flachkollektorfeld dargestellt.

Die maximale Leistung des Kollektorfeldes bleibt über den gesamten Verdampfungszeitraum unter 6 kW. Wenn man zum Vergleich die Leistung nach der stationären Wirkungsgradkenn-

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen



**Abbildung 7.4.:** Wirkungsweise eines *Stagnationskühlers* in einem Solarsystem



**Abbildung 7.5.:** Simulierte Dampfleistung am Kollektorausritt für ein Kollektorfeld mit  $50 \text{ m}^2$ . Verwendete Kollektorparameter:  $\eta_0 = 0.8$ ;  $k_1 = 3.8 \text{ W/K}$ ;  $k_2 = 0.014 \text{ W/K}^2$ ; Entleerungsfaktor  $F = 0.5$

linie (WKL) des Kollektors bestimmen würde, käme man auf eine Leistung von über  $10 \text{ kW}^3$ . Die stationäre WKL überschätzt die Kollektorleistung aufgrund der fehlenden Berücksichtigung der kapazitiven Verluste im Kollektor. In der Praxis bedeutet dies, dass ein solcher *Stagnationskühler* aufgrund der eigenen Kapazität noch kleiner ausgelegt werden kann. Die Simulation hat gezeigt, dass ein Kühlrohr mit einer Länge von  $5 \text{ m}$  und einem spezifischen Wärmeübertragungskoeffizienten von  $6 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$  ausreicht, um die vom Kollektor abgegebene Dampfenergie abzuführen<sup>4</sup>. Dieses mit Hilfe der Simulation gewonnene Erkenntnis steht in guter Übereinstimmung mit den in [11] dargestellten praktischen Erfahrungen zu den *Stagnationskühlern*.

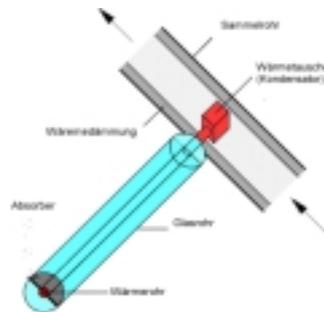
Als Wärmesenke zur Kondensation kann ebenso der externe Solarkreiswärmetauscher verwendet werden. Um die Solarkreispumpe und das MAG dann jedoch wirkungsvoll zu schützen, muss das Rückschlagventil nach Abbildung 2.7 A angeordnet werden. Überschreitet die Temperatur am Wärmetauschereintritt eine vorgegebene Schwelle, wird die Sekundärkreispumpe eingeschaltet und der vom Kollektorausritt kommende Dampf am Wärmetauscher kondensiert.

Messungen an Systemen mit diesen Kühlkonzepten zeigten eine zuverlässige Vermeidung von thermischer Überlastung der Pumpe und MAG [11].

<sup>3</sup>Annahmen: Strahlungsdichte:  $1000 \text{ W/m}^2$   $\Delta T = 110 \text{ K}$

<sup>4</sup>entspricht einer stationären Kühlleistung von  $3 \text{ kW}$  bei  $\Delta T = 100 \text{ K}$

### 7.1.4. Heat-Pipe Kollektoren



**Abbildung 7.6.:** Funktionsprinzip eines Heat-Pipe Kollektors

Heat-Pipe Kollektoren (vergl. Abbildung 7.6 ) bestehen aus einem geschlossenen Wärmerohr, das an eine Absorberfinne angebracht ist. Das Wärmerohr ist teilweise mit einer leichtsiedenden Flüssigkeit gefüllt. Bei Erwärmung des Wärmerohrs durch Solarstrahlung wird diese verdampft und steigt nach oben. Die Verdampfungswärme wird bei der Kondensation an dem am oberen Ende angebrachten Wärmetauscher (Kondensator) an die Solarflüssigkeit abgegeben. Die Füllmenge im Wärmerohr kann so gewählt werden, dass im Stillstand die gesamte Flüssigkeit im Wärmerohr verdampft und somit der Wärmetransport vom Absorber zum Kondensator unterbrochen wird (*burn-out*).

Im Stillstand verdampft die gesamte Flüssigkeit im Wärmerohr sowie die Solarflüssigkeit im Wärmetauscherrohr. Da das verdampfte Volumen an Solarflüssigkeit wesentlich geringer ist als bei konventionellen Kollektoren, werden Stillstandsprobleme somit unterbunden.

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen

Im Gegensatz zu den oben beschriebenen *eigensicheren* Konzepten zur Vermeidung von Stillstandsproblemen bietet die regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen nur bei Versorgung mit Fremdenergie einen Schutz vor Verdampfung im Kollektor. Bei einem Stromausfall tritt die Stillstandssituation und Verdampfung im Kollektor weiterhin ein. Das System muss also weiterhin auch für den Stillstandsfall ausgelegt sein. Wesentliches Ziel der Regelungsstrategie ist es, die Temperaturbelastungen durch Dampftransport zu den temperaturempfindlichen Komponenten zu reduzieren, indem man versucht einen Stillstand des Systems zu vermeiden. Dazu wurde innerhalb dieser Arbeit zunächst eine Anlage zur solaren Heizungsunterstützung in **ColSim** modelliert und anhand von Messdaten validiert. Anschließend wurden verschiedene Regelungskonzepte simulationstechnisch untersucht und bezüglich der auftretenden Stillstandszeiten, der Systemperformance und des Primärenergieaufwandes beurteilt. Für das untersuchte System konnte eine Regelungsstrategie entwickelt werden, die ohne Einbußen an Systemperformance und unter geringem Mehraufwand an Primärenergie den Stillstand wirkungsvoll unterbinden konnte.

### 7.2.1. Beschreibung der untersuchten Anlage



**Abbildung 7.7.:** Anlage zur solaren Heizungsunterstützung der Familie Bauer

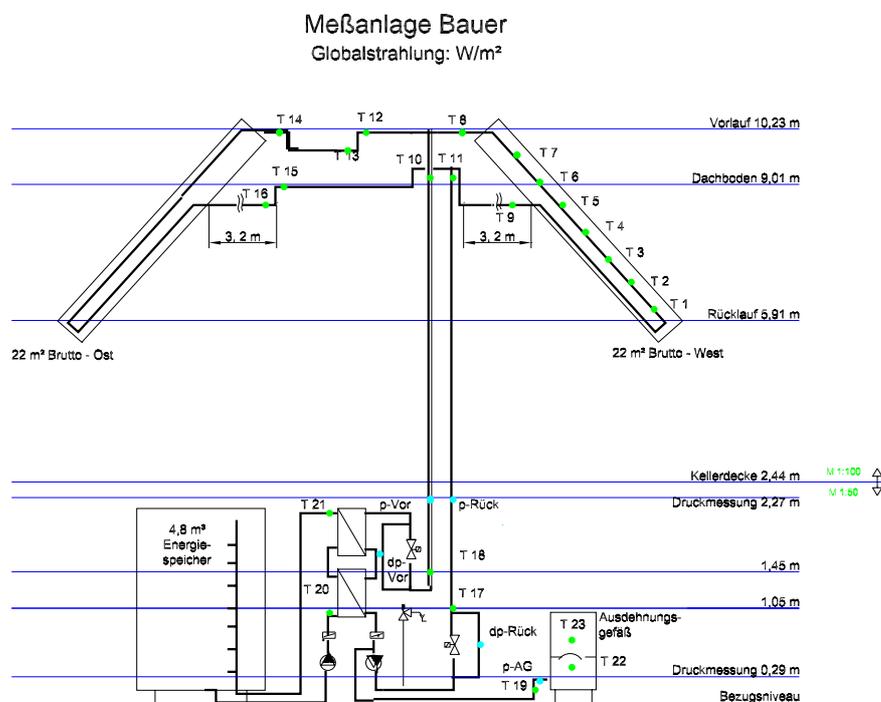
Abbildung 7.7 zeigt die für die Untersuchungen zugrunde gelegte Solaranlage im Einfamilienhaus der Familie Bauer. Diese Anlage, zur solaren Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung, wurde im Frühsommer 1999 von der *Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare*

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen

Energien, Institut für nachhaltige Technologien (AEE InTec) aus Gleisdorf, Österreich mit verschiedenen Sensoren zur Temperatur und Druckmessung ausgestattet. Erfasst wurden dabei:

- die solare Einstrahlung in Kollektorebene sowie die Umgebungstemperatur
- die Temperaturverteilung im Kollektorfeld, zahlreiche Temperaturen an Vor- und Rücklaufleitungen, am Ausdehnungsgefäß sowie am Wärmetauscher im Sekundärkreis, der Druck in Vor- und Rücklauf und am Ausdehnungsgefäß
- die Strömungsgeschwindigkeiten in Vor- und Rücklauf.

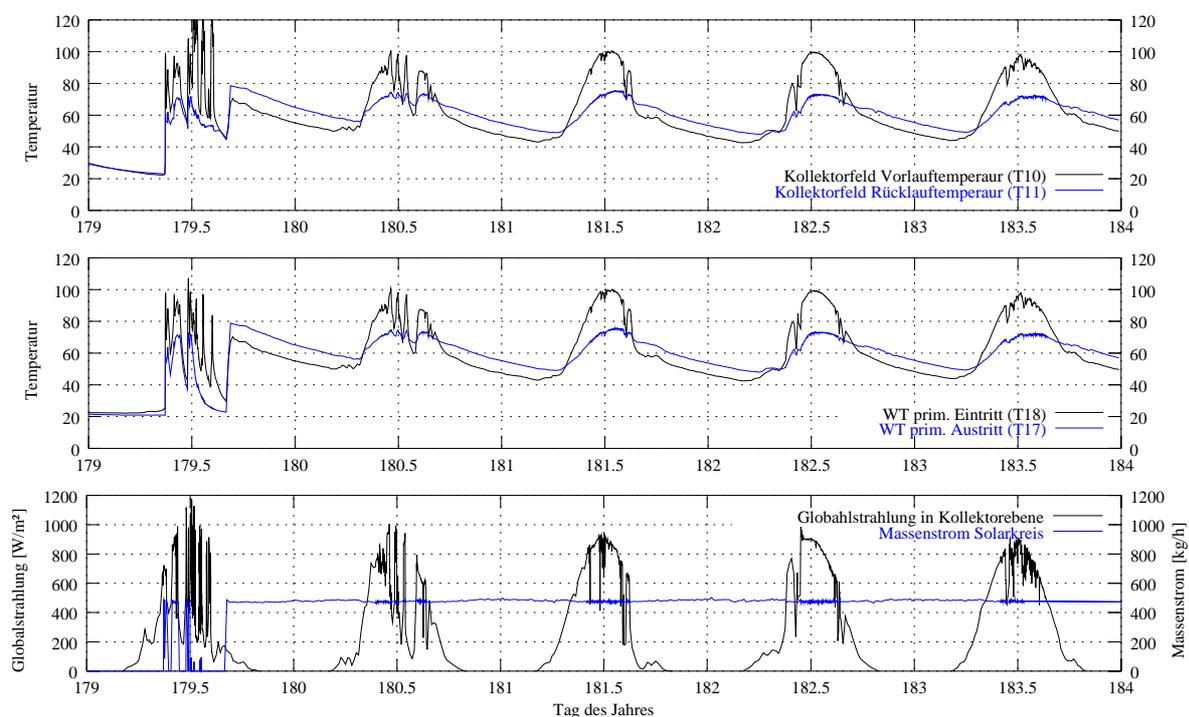
Die Solaranlage besteht im Wesentlichen aus zwei nach Süden ausgerichteten 22 m<sup>2</sup> Fläche umfassenden Kollektorfelder auf der Ost- und Westseite des Giebels. Als Speicher dient ein 4,8 m<sup>3</sup> Schichtspeicher mit externem Solarwärmetauscher und externem Brauchwasserwärmetauscher. In Abbildung 7.8 ist das hydraulische Anlagenschema mit der Position der Temperatur- und Drucksensoren dargestellt. Für die im Folgenden angestellten Untersuchungen sind besonders die Temperaturen im gesamten Kollektorvorlauf (T10), im gesamten Rücklauf (T11), am Wärmetauscher-Eintritt (T18), sowie am Wärmetauscher-Austritt (T17) wichtig. Weiterhin wichtig ist die Druckdifferenz im Vorlauf (dp-Vor) und die Temperaturen am Wärmetauscher sekundärseitig (T20 und T21).



**Abbildung 7.8.:** Anlagenschema der Solaranlage Familie Bauer

## 7.2.2. Beschreibung der Messungen an der Anlage Bauer

An der in Kapitel 7.2.1 beschriebenen Anlage wurden im Zeitraum vom 29.06.2000 bis 03.07.2000 spezielle Messungen zur Parameteridentifikation durchgeführt. In diesem Zeitraum stand das Haus leer, es wurde dem Speicher also keine Energie durch Brauchwasserzapfung entnommen. Weiterhin wurde der Speicher durch permanenten Betrieb der Zapkreispumpe teilweise durchmischt (warmes Wasser aus der obersten Schicht wurde unten eingespeist), um so eine effektive Kühlung in der Nacht zu erzielen. Trotz dieser Durchmischung blieb aufgrund des niedrigen Umwälzvolumenstroms eine Schichtung im Speicher erhalten. Dies ist indirekt an der Temperaturdifferenz zwischen Fühler T18 und T17 in Abbildung 7.9 zu erkennen. Bei einer vollständigeren Durchmischung würden diese beiden Verläufe eine kleinere Differenz aufweisen.



**Abbildung 7.9.:** Ausgewählte Messdaten der Anlage Bauer im Zeitraum vom 29.06.2000 bis 03.07.2000

Abbildung 7.9 zeigt den Verlauf der Temperaturen an ausgewählten Stellen im Solarkreis sowie den Globalstrahlungsverlauf und den über die Druckmessblende<sup>5</sup> gemessenen Massenstrom im Solarkreis. Die Solarkreispumpe und die Sekundärkreispumpe wurden am 29.06.2000 in Betrieb genommen (179. Tag des Jahres). Vor diesem manuellen Einschalten ging die Anlage an diesem Tage aufgrund der sonst üblichen Regelung in den Stillstand. Die Temperaturen erreichten somit im Solarkreis am Wärmetauscher über 120 °C (Dampftransport bis in den Keller). Mit dem manuellen Einschalten der Pumpen (bei Tag 179.7) wurde im System trotz hoher solarer Einstrahlung zu keinem Zeitpunkt in der Messperiode (bis Tag 184) der Verdampfungszustand im Kollektor erreicht. Nachts wird die Energie, die über den Tag gesammelt wurde, durch die Kollektor- und Rohrleitungsverluste abgegeben. Die Speichertemperatur lag während der Messungen zwischen 50 °C und 80 °C. Für dieses System

<sup>5</sup>Kalibrierung der Messblende siehe [40]

kann festgestellt werden, dass mit Nachtkühlung kritische Temperaturbelastungen der Komponenten im Technikraum vermieden werden können. Jedoch bleibt zu bemerken, dass der Ertrag sinkt, und weitaus mehr Primärenergie benötigt wird, um die Pumpen zu betreiben.

### 7.2.3. Parameteridentifikation in der Simulationsumgebung ColSim

Mit der im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Messsequenz soll im Folgenden die Parameteridentifikation der wesentlichen Parameter des Systems mit Hilfe der Simulationsumgebung **ColSim** durchgeführt werden. Im Wesentlichen wurden dabei folgende Parameter solange variiert bis eine gute Übereinstimmung der Simulation mit der Messsequenz zustande kam:

- Kollektor
  - Kollektorverlustparameter  $\eta_0, k_0, k_1$  bei Tag
  - Kollektorverlustparameter  $\eta_0, k_0, k_1$  bei Nacht
- Speicher
  - Speicherverlustkoeffizient  $k \cdot A$
  - Wärmeleitung von unten nach oben  $kA_{down,up}$
- Rohrleitungen
  - Spezifischer Wärmeverlust  $k \cdot A/l$
- Wärmetauscher
  - Wärmeübergangskoeffizient
  - Wärmeverlustkoeffizient
- Pumpen
  - Massenstrom im Sekundärkreis  $\dot{m}_{sek}$
  - Massenstrom Durchmischungspumpe  $\dot{m}_{circ}$

### 7.2.4. Beschreibung der Simulation zur Parameteridentifikation

In Abbildung 7.10 ist das Simulationsschema des untersuchten Systems dargestellt. Der Übersichtlichkeit wegen ist der Brauchwasserzapfkeis weggelassen worden, da während der oben beschriebenen Messsequenz keine Brauchwasserzapfung vorkam. Zur Parameterbestimmung wurden lediglich die gemessene Globalstrahlung in Kollektorebene, der Massenstrom im Solarkreis und die Aussentemperatur auf die Simulation aufgeprägt. Die Anfangsbedingungen im System (z.B. Speichertemperatur in den Schichten, Temperatur in den Rohrleitungen, usw.) wurden den am realen System vorherrschenden Zustand am 30.06.2000 um 0:00 Uhr angepasst. Anschliessend wurde die Simulation bis zum 03.07.2000 (184. Tag des Jahres) durchgeführt, und die o.g. Parameter solange variiert bis die Simulation mit den Messungen gut übereinstimmte. In Abbildung 7.11 zeigt sich eine recht gute Übereinstimmung mit dem am Ende gefundenem Parametersatz. Die berechneten Temperaturen am Ein- und Austritt des Wärmetauschers stimmen über die gesamte Zeit sehr gut mit den gemessenen Temperaturen überein. Auf der Sekundärseite, im Speicherkreis (Abbildung 7.12), ergibt

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

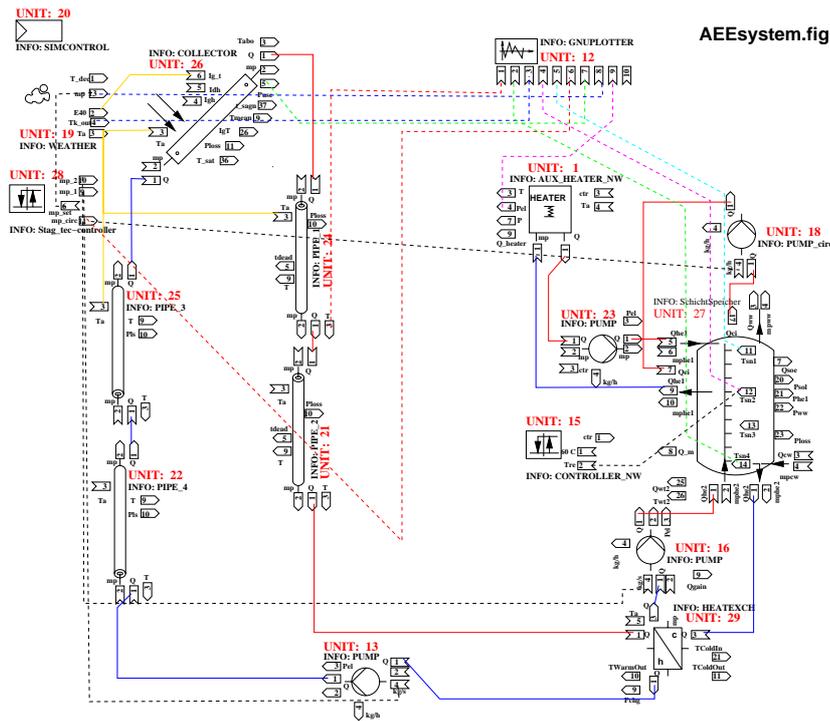


Abbildung 7.10.: Simulationsschema der Anlage Bauer in ColSim

sich für den Wärmetauschereintritt augenscheinlich eine weniger gute Korrelation. Die Amplitude der Temperaturen weicht jedoch um weniger als 5 K ab. Die Abweichung in der Kurvenform ist eindeutig über das weitaus komplexere Verhalten des zwangsdurchmischten Speichers zu erklären, das mit dem angewendeten einfachen Schichtspeichermodell nur ausreichend abzubilden ist. Wie in Abbildung 7.8 gezeigt, wurden keine Speicherschichttemperaturmessungen vorgenommen. Somit konnte das Speichermodell für diesen Betriebsfall nicht besser modelliert werden. Man sieht dennoch, dass die Temperatur am Sekundärkreisaustritt wieder sehr gut mit der Messung übereinstimmt. Selbst in der nächtlichen Auskühlphase sind die Temperaturabweichungen kleiner 5 K. Die insgesamt gute Korrelation zeigt sich auch dann wenn man, wie in Abbildung 7.13, die Leistungen, die an der Solarkreisseite

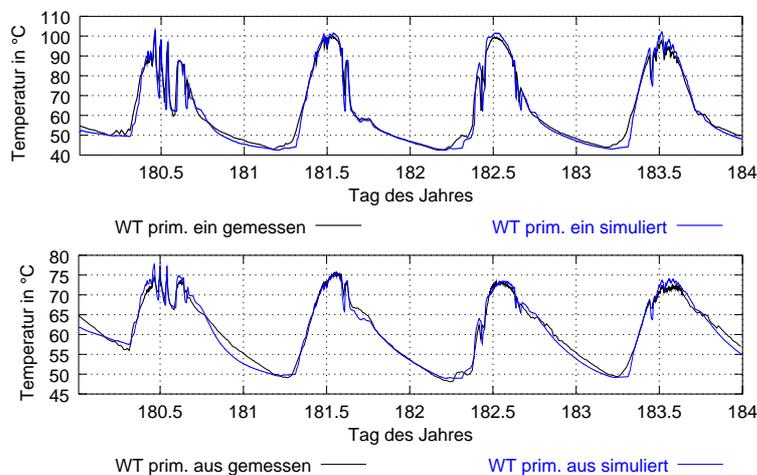
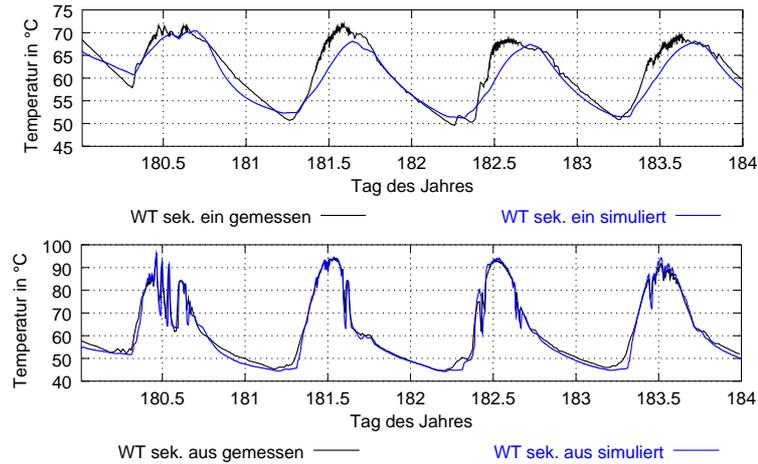


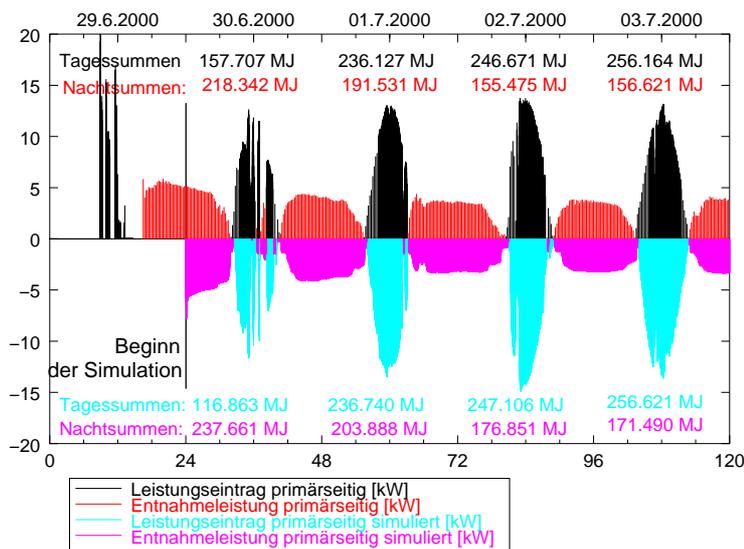
Abbildung 7.11.: Vergleich von Messung und Simulation am WT primärseitig (Solarkreis)

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen



**Abbildung 7.12.:** Vergleich von Messung und Simulation am WT sekundärseitig (Speicherkreis)

am Wärmetauscher übertragen werden, aufträgt. Betrachtet man die Tages- und Nachtsummen<sup>6</sup>, wird deutlich, dass die Nachtauskühlung mit dem ermittelten Parametersatz noch um ca. 5-10% überschätzt wird. Für den Solarertrag über den Tag sind die Abweichungen kleiner als 1%. Dieser Fehler ist innerhalb der Messgenauigkeit des Massenstroms bzw. der Genauigkeit der unbekanntenen Fluidkapazität (angenommen mit 3.8 kJ/kg) der Solarflüssigkeit im System.



**Abbildung 7.13.:** Leistungsübertragung am Wärmetauscher (gemessen nach oben, simuliert nach unten aufgetragen)

### 7.2.5. Ergebnisse der Parameteridentifikation

Die in Tabelle C.1 in Anhang C aufgelisteten Parameter wurden aus der oben beschriebenen Messsequenz ermittelt und werden für die weitergehenden Untersuchungen verwendet.

<sup>6</sup>Summe positiver oder negativer Leistung die vom Kollektor erbracht wird

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

Im folgenden sollen einige davon genauer erläutert werden. Für den Kollektor war die Fläche, die spezifische thermische Kapazität des Fluids, die Neigung, die thermische Länge<sup>7</sup>, die Ausrichtung und der Innendurchmesser durch die Vorgaben des realen Systems gegeben.  $\eta_0$ ,  $k_0$ ,  $k_1$ , sowie die spezifische Kapazität des Kollektorfeldes liegen dabei im Rahmen eines typischen großflächigen Flachkollektors. Für den IAM (Winkelkorrekturfaktor) wurde ein typischer Wert von  $b_0 = -0.12$  (ASHRAE Modell) angenommen. Das Kollektormodell wurde innerhalb dieser Arbeit wegen der Nachtauskühlung erweitert. Die beiden Verlustkoeffizienten  $k_0$ ,  $k_1$  wurden bei Energieabgabe des Kollektors auf die angegebenen Werte reduziert. Beim Wärmetauscher ergab sich ein Wärmeübergangskoeffizient von 1500 W/K und ein recht hoher Wärmeverlust zur Umgebung mit 10 W/K. Ebenso lagen bei den Rohrleitungen (PIPE 1  $\cong$  Kollektorfeldverrohrung, PIPE 2  $\cong$  Leitungen vom Kollektor in den Keller) die spezifischen Wärmeverlustkoeffizienten weitaus höher als vom Hersteller angegeben. Die Sekundärkreispumpe förderte während der Parameterbestimmung 80% des Massenstroms der Solarkreispumpe. Der maximale Massenstrom der Solarkreispumpe betrug dabei 491 kg/h. Als Speicher wurde das Schichtspeichermodell von **ColSim** verwendet. Dabei wurde die Wärmeleitung zwischen den Schichten und die Durchmischung von unten nach oben etwas erhöht, um für den Betriebsfall der Zwangsdurchmischung eine ausreichende Abbildung der „Restschichtung“ zu bekommen.

### 7.2.6. Untersuchte Regelungsstrategien

Nachdem in den vorangehenden Abschnitten die genaue Abbildung und Validierung des *gesamten* Modells stattgefunden hat werden nun einige Regelungsstrategien untersucht, die das Ziel haben Verdampfung im Kollektor zu vermeiden. Es wurden insgesamt fünf verschiedene Fälle für den Betrieb der Anlage simuliert, die im folgenden genauer beschrieben werden.

#### 7.2.6.1. Case A (worst case)

In diesem Fall ist die Solarkreispumpe und die Sekundärkreispumpe permanent ausgeschaltet. Das stellt den 'schlimmsten' Fall dar, da regelungstechnisch nichts unternommen wird, um den Kollektor zu kühlen, somit tritt sehr häufig Verdampfung im Kollektor auf.

#### 7.2.6.2. Case B (reference case)

Dieser Fall stellt den Regelungsfall dar, wie er in der realen Anlage auch ausgeführt ist. Ein Zweipunktregler schaltet Solar- und Sekundärkreispumpe bei Überschreiten einer Schalthysterese von 4 K (Übertemperatur vom Kollektor- zum unteren Speicherfühler) an. Die Pumpen werden beim Erreichen von 90 °C im oberen Speicherbereich abgeschaltet. Anschließend verdampft das Fluid im Kollektor.

---

<sup>7</sup>Länge der parallel geschalteten Absorberelemente (length of absorber tube in ColSim)

### 7.2.6.3. Case C (extreme nightflow case)

Im Gegensatz zu *Case A* liefen in diesem Fall die Solar- und Sekundärkreispumpe durchgehend. In einem Fall erfolgte die Durchmischung des Speichers, wie bei der vorgestellten Messesequenz durch die Zapfkreispumpe. Im anderen Fall wurde ohne diese Durchmischung gerechnet.

C1: Speicher nicht durchmischt

C2: Speicher wie bei der Messung durchmischt

### 7.2.6.4. Case D (nightflow case)

In diesem Fall wird eine Mischung aus Case C1 und C2 untersucht. Tags wird der in *Case B* beschriebene Zweipunktregler verwendet. Ist die obere Speichertemperatur in der Nacht höher als 70 °C, dann wird der Speicher zwangsdurchmischt und die Solarkreis- und Sekundärkreispumpe in Betrieb gesetzt. Somit wird erreicht, dass die Tempertur am Morgen im oberen Speicherbereich nicht über 70 °C beträgt.

### 7.2.6.5. Case E (efficiency control)

Die übergeordnete Regelungsstrategie ist wiederum der Zweipunktregler. Jedoch wird ab einer oberen Speichertemperatur von 80 °C die Drehzahl der Solar- und Sekundärkreispumpe geregelt, sodaß sich eine Kollektorausstrittstemperatur von 110 °C einstellt. Der Sekundärkreis (Speicherkreis) wird so geregelt, dass die Speichereintrittstemperatur der Temperatur im oberen Speicherbereich entspricht. Ab einer oberen Speichertemperatur von 84 °C wird der Speicher zusätzlich durchmischt und nachts über den Solarkreis ausgekühlt.

## 7.2.7. Randbedingungen der Simulation

### 7.2.7.1. Zeitraum der Simulation

Die Simulationen wurden für den Zeitraum vom 01.06. bis zum 01.10. durchgeführt. Verwendet wurde das Test Reference Year (TRY) 13 (Freiburg). Die Simulationszeitschrittweite betrug 10 s.

### 7.2.7.2. Allgemeine Randbedingungen

Um die verschiedenen Regelungsstrategien zu vergleichen, wurden folgende Randbedingungen festgesetzt:

- Kein Warmwasserverbrauch, sowie kein Heizbedarf
- Keine Zirkulationsverluste
- Wetterdaten: TRY 13

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

- Case A: (worst case)  
—> Solarkreispumpe aus
- Case B: (reference case)  
—> Zweipunktregler  $T_{sp\_max} = 90\text{ °C}$   
 $dT_{on,off} = 4\text{ K}$
- Case C: (extreme nightflow case)  
—> Solarkreis- u. Sekundärkreispumpe laufen durchgehend  
1) Speicher nicht durchmischt  
2) Speicher durchmischt
- Case D: (nightflow case)  
—> Wenn (Tag) -> Zweipunktregler  
—> Wenn ( $T_{sp\_oben} > 70\text{ °C}$ ) & (Nacht)
- Speicherdurchmischung ein ←  
Sol. + Sek. Pumpen an
- Case E: (efficiency control)  
—> Wenn (Tag) -> Zweipunktregler  
—> Drehzahlregler ab  $T_{sp\_oben} = 80\text{ °C}$   
—>  $T_{coll\_out} = 110\text{ °C}$   
—>  $T_{sp\_in} = T_{sp\_oben}$   
—>  $T_{sp\_oben} > 84\text{ °C}$  -> Durchmischung+Nachtkühlung

**Abbildung 7.14.:** Zusammenfassung der untersuchten Regelungsfälle

- Geladener Speicher zu Beginn der Simulation
- Verdampfung beginnt bei  $120\text{ °C}$
- Durchmischbarer Schichtspeicher
- Maximale Temperatur im oberen Speicherbereich:  $90\text{ °C}$ .  
Bei Erreichen dieser Temperatur im oberen Speicherbereich werden die Pumpen bei allen Regelvarianten angehalten und das System geht in den Stillstand

### 7.2.8. Ergebnisse

Zur Bewertung der jeweiligen Regelungsstrategien wurden die Daten aus der Simulation bezüglich drei Kriterien aufbereitet.

- Stillstandshäufigkeiten<sup>8</sup>(Dauer)
- Pumpenvolllaststunden (Primärenergieverbrauch)
- Energiemenge im Speicher um 6:00 Uhr morgens

#### 7.2.8.1. Stillstandshäufigkeiten

Abbildung 7.15 zeigt die Stillstandszeit für die verschiedenen Regelungsfälle. Als Stillstand wird in hier die Zeit genommen, in der die Pumpen nicht in Betrieb sind, und Dampf im

<sup>8</sup>Pumpen aus und  $T_{koll} > 120\text{ °C}$

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen

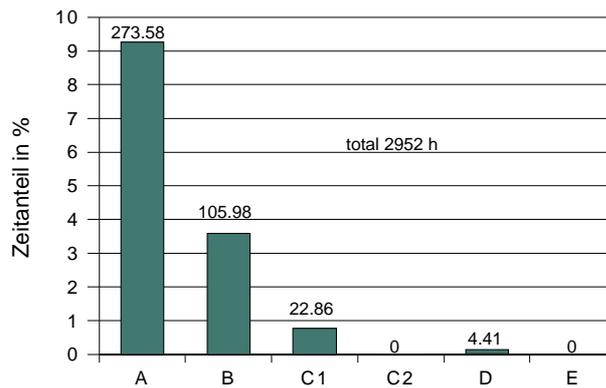


Abbildung 7.15.: Simulierte Stillstandsstunden (Dampf im Kollektor)

Kollektor ist ( $T_{koll} > 120^{\circ}\text{C}$ ). Für *Case A* ergibt sich somit eine Stillstandsdauer von fast 274 h in den Sommermonaten (Juni-Oktober). Dies entspricht etwa 9.25 % der betrachteten Zeit. Das Kollektorfluid verdampfte und rekondensierte in dieser Zeit etwa 120 mal. Bei *Case B* befindet sich in immer noch über 100 h der Zeit Dampf im Kollektor. Die Anzahl der Verdampfungen des Fluids war hier 49. In *Case C1*, also ohne Speicherdurchmischung, aber durchgehend laufenden Pumpen, reduzierte sich die Stillstandszeit bis auf 22.86 h. Einen vollständigen Schutz vor Verdampfung im Kollektor bei dieser Anlage bietet die Regelungsstrategie C2, bei der die Pumpen ebenfalls durchgehend laufen, aber der Speicher durchmischt wird. In *Case D* geht die Anlage im betrachteten Zeitraum noch zweimal in den Stillstand (4.41 h). Bei der letzten Regelungsstrategie (*Case E*) ist zu keinem Zeitpunkt Dampf im Kollektor, auch diese Regelungsstrategie ermöglicht ein vollständiges Vermeiden von Dampf im Kollektor. Allerdings ist dabei der Volumenstrom der Sekundärkreispumpe um Faktor 3 erhöht worden, um eine Verringerung der Eintrittstemperatur in den Speicher zu ermöglichen.

### 7.2.8.2. Pumpenvolllaststunden

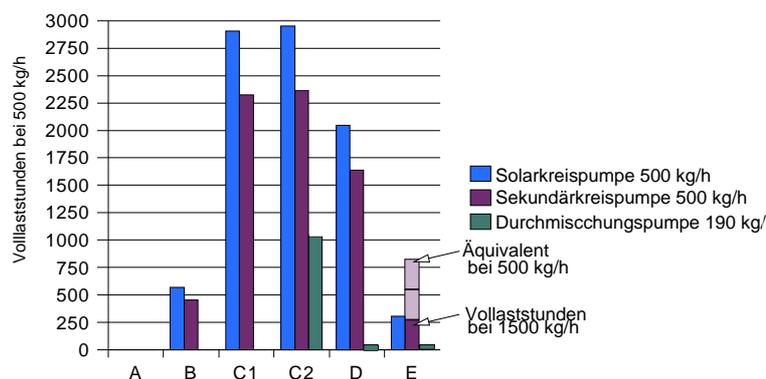


Abbildung 7.16.: Pumpenvolllaststunden der Solar-, Sekundärkreispumpe und der Pumpe zur Durchmischung des Speichers

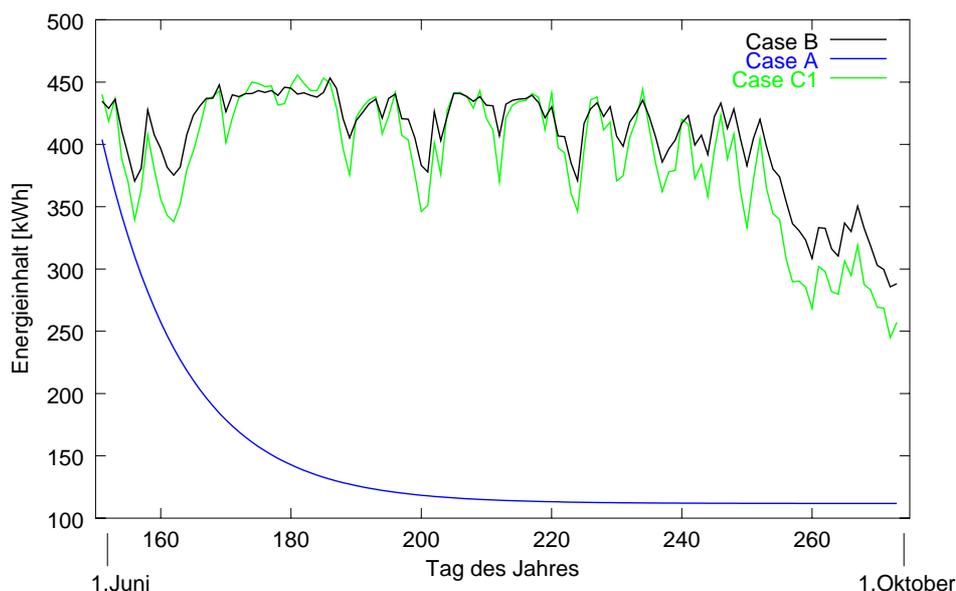
Als zweites Kriterium zur Bewertung der Regelstrategie wurde die Betriebszeit der jeweiligen Pumpen herangezogen. Diese ist proportional zum Hilfsenergieverbrauch und gibt

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

Auskunft über den Mehreinsatz von elektrischer Energie. Wie in Abbildung 7.16 zu sehen, bedeutet die unregelmäßige Nachtauskühlung (durchgehender Pumpenbetrieb), die in den Fällen C1 und C2 angewendet wird, eine massive Erhöhung der Pumpenlaufzeit. Das gilt ebenfalls für *Case D*, da hier im betrachteten Zeitraum zumeist eine Temperatur im oberen Speicherbereich von mehr als 70 °C vorherrschte. Dennoch sind hier die Laufzeiten schon um ungefähr 1/4 geringer als bei den *Case C1* und *C2*. Der für diese Fälle höher liegende, daraus resultierende Stromverbrauch kann jedoch über eine Reduzierung der Massenströme während der Nachtauskühlung erreicht werden. Hierdurch würde die Auskühlleistung nur wenig oder gar nicht verringert werden. Die in Fall C1 gegenüber C2 geringere ausfallende Pumpenlaufzeit für Solarkreis und Sekundärkreis ergibt sich aus der im Falle von C1 auftretenden Stillstandszeit, in der die Pumpen natürlich nicht in Betrieb sind.

Für *Case E* musste, um ein ausreichendes Massenstromverhältnis zwischen Solar- und Sekundärkreis zu gewährleisten, der maximale Massenstrom der Sekundärkreispumpe von 500 kg/h auf 1500 kg/h angehoben werden (siehe Tabelle C.1). Die in Abbildung 7.16 dargestellten Volllaststunden für den Sekundärkreis beziehen sich darum für Fall E auf eine Pumpe, die bei Volllast einen Fördermassenstrom von 1500 kg/h liefert (d. h. Volllaststunden der Sekundärkreispumpe müssen zum Vergleich mit Faktor 3 multipliziert werden, vergl. Abbildung 7.16 heller Balken). Daraus ergibt sich eine nur geringe Steigerung der Pumpenvolllaststunden im Vergleich zu *Case B*. Weiterhin wird die Nachtauskühlung im letzten Fall nicht stark beansprucht (etwa 70 h im betrachteten Zeitraum). Der wesentliche Effekt zur Stillstandsvermeidung kommt von der Verringerung des Systemwirkungsgrades durch die Temperaturerhöhung im Solarkreis. Der Fördermassenstrom der Pumpe zur Speicherdurchmischung wurde in den letzten drei Fällen mit 190 kg/h angenommen. Für ein ganzes Jahr liegt im *Case E* der Hilfsenergieverbrauch um etwa 20 % über dem im *Case B* (siehe Kapitel 7.2.8.5).

### 7.2.8.3. Energieinhalt im Speicher

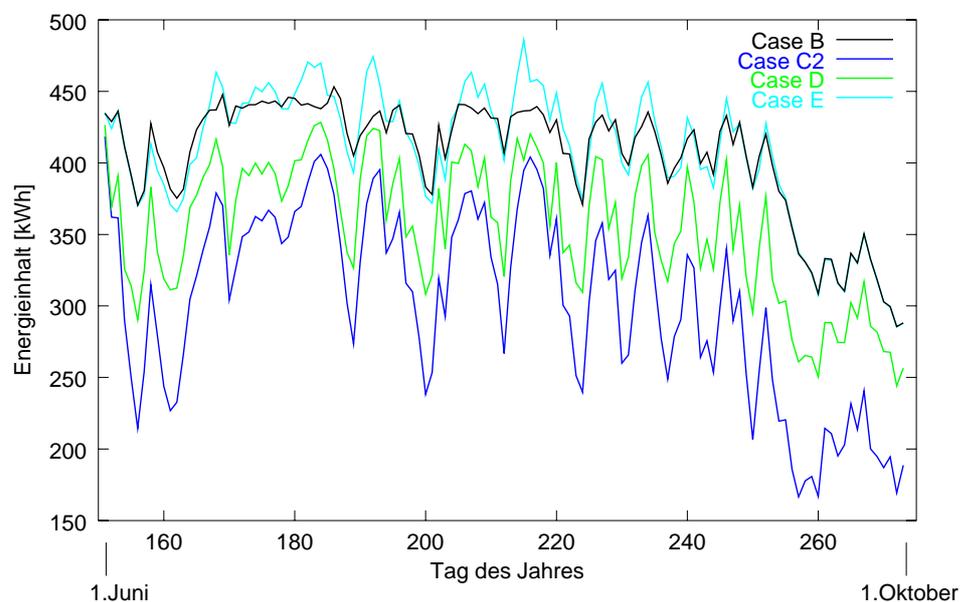


**Abbildung 7.17.:** Energieinhalt um 6:00 Uhr morgens im Speicher (bezogen auf 0 °C)

Damit eine Stillstandsvermeidungsstrategie in der Praxis auch angenommen wird, muss ge-

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen

währleistet sein, dass ausreichend Energie im Speicher vorgehalten wird, damit der Nutzer der Solaranlage auch während oder nach dem Regelbetrieb zur Stillstandsvermeidung ein genügendes Reservoir an warmen Wasser vorfindet. Als weiteres Bewertungskriterium wurde darum der Energieinhalt im Speicher am Morgen herangezogen. Dieser ist für die einzelnen Fälle in Abbildung 7.17 und 7.18 abgebildet. Für *Case A* ist die Speicherausköhlkurve, wegen fehlendem Energieeintrag (alle Pumpen sind durchgehend ausgeschaltet) deutlich zu erkennen. Die lange Zeitdauer der Auskühlung ergibt sich aus dem großen Speichervolumen (4800 l) und den gering angenommenen Speicherverlusten ( $k_A=18 \text{ W/K}$ ). Bei *Case B*, dem Referenzfall, zeigt sich, dass die Speicherenergie an einigen Tagen 450 kWh erreicht (entspricht mittlerer Speichertemperatur von  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ). An diesen Tagen ist das System in den Stillstand gegangen, da die maximale obere Speichertemperatur erreicht wurde. Auch für Fall C1 sieht man deutlich, wann der Speicher voll geladen war und die Anlage in den Stillstand ging. In diesem Fall jedoch sind die gespeicherten Energiemengen *in der betrachtete Periode* nur unwesentlich geringer als im Referenzfall.



**Abbildung 7.18.:** Energieinhalt im Speicher um 6:00 Uhr morgens (bezogen auf  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ) für Fall C2 bis E

Eine deutliche Einbuße der Energie im Speicher ist bei *Case C2* zu beobachten (Abb. 7.18). Dort wird zwar der Stillstand vermieden, jedoch ist gerade am Ende der Simulationsperiode zu wenig warmes Wasser im Speicher. *Case D* bietet zwar keinen vollständigen Stillstandsschutz, stellt aber besonders gegen Ende der Periode annähernd so viel Energie zur Verfügung wie der Referenzfall. Bei der letzten Regelungsstrategie (*Case E*) wird der Speicher bis nahe der maximalen Temperatur (hier  $90^\circ\text{C}$ ) geladen, der Energieinhalt am Morgen erreicht zeitweise fast  $500 \text{ kWh}$ <sup>9</sup>. Der Wechsel der Regelungsstrategie (von Zweipunktregelung zu drehzahlregelt) ist deutlich an den Stellen zu sehen, bei dem die beiden Kurven in Abbildung 7.18 für Fall E und B nicht übereinander liegen. Das automatische Zurückschalten auf Zweipunktregelung gegen Ende des untersuchten Zeitraums funktioniert dabei zuverlässig.

<sup>9</sup>entspricht mittlerer Speichertemperatur von  $89.5 \text{ }^\circ\text{C}$

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

### 7.2.8.4. Funktionsweise der Stillstandsvermeidungsstrategie

Abschließend soll die Funktionsweise der Fälle C2 und E an einem ausgewählten Tag mit dem Referenzfall B verglichen werden.

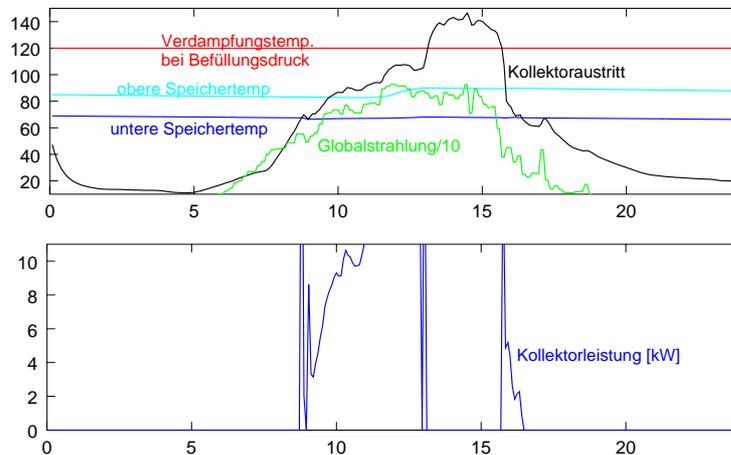


Abbildung 7.19.: Temperaturverläufe für den Referenzfall (Case B) am 01.06.

Beim Referenzfall B (siehe Abbildung 7.19) werden aufgrund des Erreichens der maximalen Speichertemperatur von 90 °C (um ca. 13:00 Uhr) die Pumpen abgeschaltet, und das Fluid im Kollektor überschreitet die Verdampfungstemperatur. Am späteren Nachmittag (ca. 16:00 Uhr), unterschreitet die obere Speichertemperatur wieder die 90 °C. Dadurch werden die Pumpen noch einmal angeschaltet, kühlen den Kollektor aufgrund geringer Einstrahlung jedoch schnell auf die untere Speichertemperatur ab.

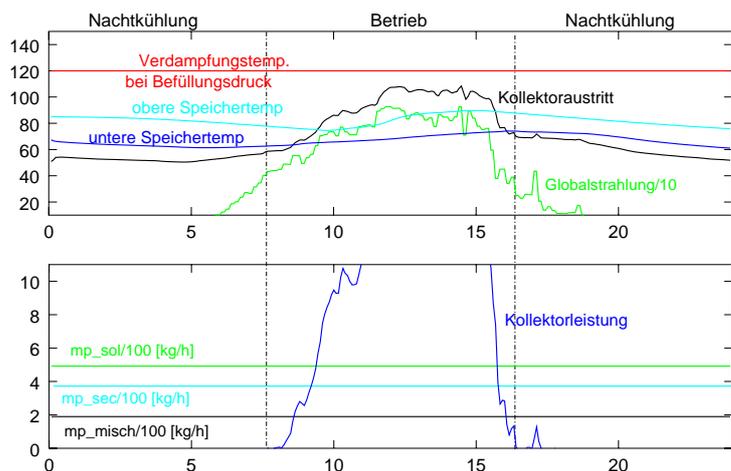
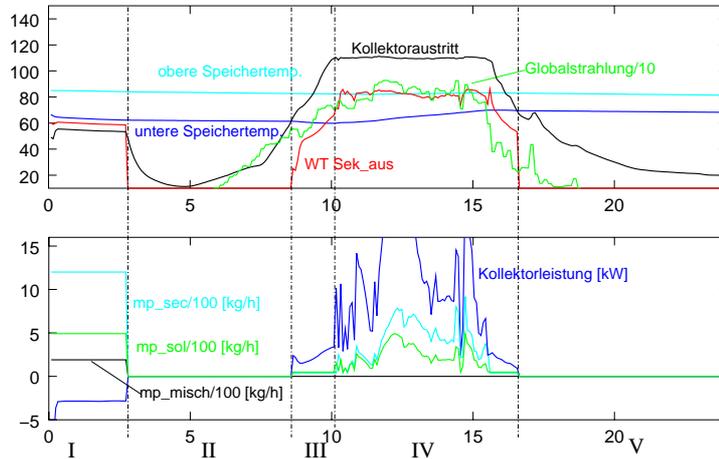


Abbildung 7.20.: Temperaturverläufe für Case C2 am 01.06.

Für Case C2, wie in Abbildung 7.20 zu sehen, wird der Stillstand vermieden. Dabei laufen alle Pumpen (Solar-, Sekundärkreispumpe und die Pumpe zur Durchmischung des Speichers) mit konstantem Fördermassenstrom. Der „normale,, Betrieb der Solaranlage wird von zwei Nachtauskühlphasen eingerahmt, somit wird der obere Speicherbereich soweit gekühlt,

## 7.2. Regelungstechnische Vermeidung von Stillstandssituationen

dass er im Verlauf des Betriebs am Tag  $90^{\circ}\text{C}$  nicht übersteigt. Um dies zu gewährleisten, muss die Temperatur oben im Speicher am Morgen auf ca.  $75^{\circ}\text{C}$  abgesenkt worden sein. Die Kollektoraustrittstemperatur steigt im Tagesverlauf bis auf etwa  $110^{\circ}\text{C}$  an, erreicht jedoch nie die zur Verdampfung nötigen  $120^{\circ}\text{C}$ .



**Abbildung 7.21.:** Temperaturverläufe für *Case E* am 01.06.

Für *Case E* wird nur für einen kleinen Teil der Zeit die Nachtauskühlungsstrategie angewendet (Abschnitt I in Abb. 7.21). Dabei wird der Speicher auch gleichzeitig durchmischt. Die trotzdem große Spreizung der oberen und unteren Speichertemperatur ergibt sich daraus, dass ein nahezu um Faktor 3 größerer Massenstrom durch den Kollektor strömt und kälter in die unterste Schicht eingespeist wird. Die untere Speichertemperatur stellt ein mit dem Massenstrom gewichtetes Mittel dieser beiden Temperaturen dar. Ab etwa 3:00 Uhr wird die Schalttemperatur zur Beendigung der Nachtauskühlung (in diesem Fall  $84^{\circ}\text{C}$ ) im oberen Bereich des Speichers erreicht und alle Pumpen werden abgeschaltet. Der Kollektor kühlt auf Umgebungstemperatur ab (Abschnitt II)<sup>10</sup>. Zu Beginn des Abschnitts III erreicht die Kollektortemperatur die untere Speichertemperatur, und die Solarkreis- und Sekundärkreispumpe werden mit minimaler Leistung (10%) angefahren (Vermeidung von Reglerüberschwingen, weil der WT nicht dynamisch simuliert wurde). Mit Erreichen der Zieltemperatur am Kollektor (hier  $110^{\circ}\text{C}$ ) werden die Förderleistung der Solarkreispumpe und der Sekundärkreispumpe geregelt. Dabei wird die Speichereinlauftemperatur über den Sekundärkreisstrom auf die obere Speichertemperatur eingestellt. Der Effekt ist in Abschnitt IV deutlich zu sehen. Die obere Speichertemperatur verharrt auf ca.  $80^{\circ}\text{C}$  und kaltes Wasser wird von oben aus den unteren Schichten verdrängt (der Speicher wird somit durchgeladen und bleibt oben weit unterhalb der Abschalttemperatur). Auch die Kollektorleistung wird im Vergleich zu den anderen Fällen deutlich reduziert. Unterschreitet die Kollektoraustrittstemperatur die untere Speichertemperatur, werden alle Pumpen abgeschaltet (Abschnitt V). Selbst für diesen sonnigen Tag ist anschließend keine Nachtauskühlung mehr nötig, um für den nächsten sonnigen Tag den Stillstand zu vermeiden.

<sup>10</sup>Der WT ist nicht dynamisch simuliert d.h. die Temperatur fällt dort innerhalb eines Zeitschrittes auf Umgebungstemperatur

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

### 7.2.8.5. Jahressimulation von Case B und Case E

Für das Referenzsystem und die Regelungsstrategie E wurden zusätzlich zu den oben beschriebenen Simulationen Jahressimulationen durchgeführt.

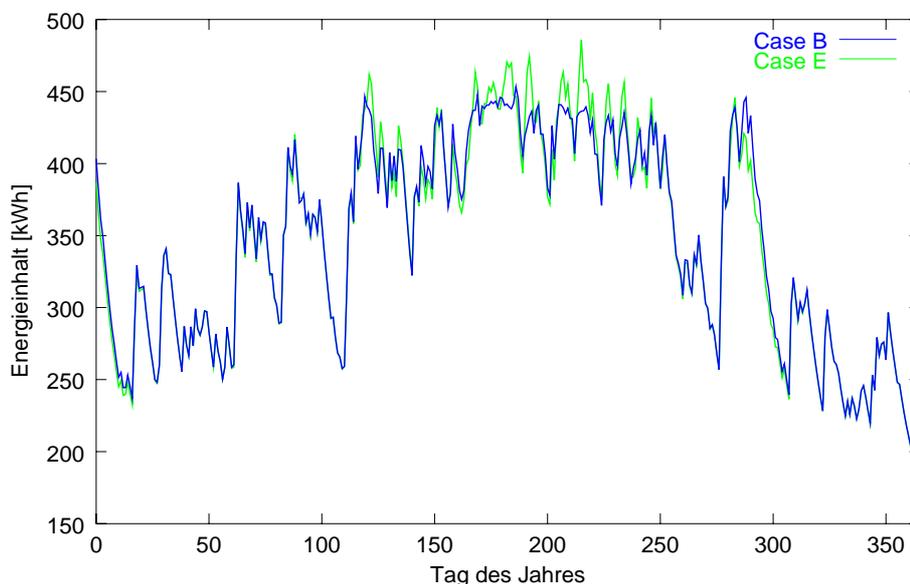
Die Stillstandsdauer erhöhte sich dabei bei der Jahressimulation für das Referenzsystem nur unwesentlich von ca. 105 h auf 126.32 h. Es wurden also mit der vorangehenden Simulation ca. 90% der Stillstandssituationen erfasst. Für *Case E* wurde erwartungsgemäß die Dampfbildung im Kollektor für das ganze Jahr der vermieden.

Die Pumpenvolllaststunden sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Bezieht man die Volllast-

Case	$h_{sol}$ [h]	$h_{sec}$ [h]	$h_{circ}$ [h]	Bemerkung
B	1321.50	1057.15	0.00	$mp_{max_{sec}}=500$ kg/h
E	1229.99	1533.21 <sup>11</sup>	27.11	$mp_{max_{sec}}=1500$ kg/h

**Tabelle 7.1.:** Pumpenvolllaststunden für die Jahressimulation

stunden der Sekundärkreispumpe auf den selben maximalen Fördermassenstrom, und nimmt man einen linearen Zusammenhang zwischen Volllaststunden und Energieverbrauch an, benötigt die Regelungsstrategie E etwa 20 % mehr Energie als das Referenzsystem. Gleichzeitig ist aus der Volllaststundenzahl der Solarkreispumpe zu sehen, dass auch in *Case E* die Regelung zumeist im Zweipunkt-Regel-Modus betrieben wurde, da die Speichertemperatur meistens unterhalb der Schalttemperatur von 80 °C war. Die Volllaststunden unterscheiden sich darum nur wenig für *Case B* und *Case E*. Die Nachtauskühlung in E wurde im Vergleich zur vorigen Simulation (von Juni bis Oktober) nur etwas mehr als eine Stunde länger betrieben.



**Abbildung 7.22.:** Energieinhalt im Speicher um 6:00 morgens

In Abbildung 7.22 ist der Energieinhalt des Speichers morgens um 6:00 Uhr für beide Fälle B und E für das ganze Jahr dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass während des Jahres für *Case E* nur selten weniger Energie gespeichert wird als im Referenzsystem *Case B*. Es kann

<sup>11</sup>umgerechnet auf eine Pumpe mit maximalen Förderstrom von 500 kg/h

festgestellt werden, dass in *Case E* die Regelstrategie automatisch und ohne Einbußen von der Zweipunktregelung auf die Drehzahlregelung umschaltet. Es ist somit kein manuelles Umschalten auf die Stillstandsvermeidungsstrategie mehr nötig.

### 7.2.9. Zusammenfassung aus der Simulation zur Stillstandsvermeidung

Regler	Stillstandsvermeidung	Primärenergieverbrauch	Speicherausnutzung
A	--	++	--
B	-	+	++
C1	o	-	++
C2	++	--	--
D	+	-	+
E	++	+	++

**Tabelle 7.2.:** Zusammenfassende Bewertung der Regelungsstrategien

Es konnte gezeigt werden, dass sich mit den aus den Messungen bestimmten Anlagenkennwerten und einer geeigneten Strategie der Stillstand (bzw. Verdampfung im Kollektor) *dieser Anlage* vollständig vermeiden, oder zumindest stark verringern lässt. Es hat sich weiterhin gezeigt, dass Strategien mit Nachtauskühlung einen weitaus höheren Einsatz an Primärenergie benötigen, da die Pumpen nahezu permanent in Betrieb sein müssen, um den Stillstand zu vermeiden. Außerdem ist eine Durchmischung des Speichers notwendig, um eine höhere Kollektortemperatur und ein Auskühlen des gesamten Speichervolumens zu ermöglichen. Die Regelstrategie in *Case E* nutzt den schlechteren Wirkungsgrad bei hohen Kollektortemperaturen und eine Durchladung des Speichers bei hoher Temperatur. Dazu werden allerdings ein externer Solarwärmetauscher und getrennt regelbare Pumpen benötigt. Mit dieser Regelungsstrategie kann aber ohne großen Mehraufwand<sup>12</sup> an Primärenergie der Stillstand vermieden werden. Gleichzeitig wird dabei immer noch ausreichend Energie im Speicher vorgehalten. Die Regelungsstrategien mit durchlaufenden Pumpen sind nur im Zusammenhang mit einem manuellen Umschalten am Regler sinnvoll. Der solare Ertrag (gesammelte Energie durch den Kollektor) wird zwar stark gesteigert, jedoch die Speicherfähigkeit des Systems gleichzeitig stark verringert. Ist die Stillstandsvermeidung jedoch vom Betreiber explizit gewünscht (z.B. wenn das Haus längere Zeit leersteht), kann die manuelle Umschaltung auf durchlaufenden Pumpenbetrieb eine einfache Alternative darstellen, um Stillstandssituationen zu vermeiden. Ein automatisches Erkennen eines bevorstehenden Stillstandes und geringer Speicherkapazitätsverluste in Zeiten mit weniger solarer Einstrahlung ist in *Case D* und *Case E* implementiert. Abschließend gibt Tabelle 7.2 eine Bewertungsübersicht der simulierten Strategien.

<sup>12</sup>im Vergleich zum Referenzsystem

## 7. Vermeidung von Stillstandsproblemen

## 8. Schlussbetrachtung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Erlangung prinzipieller Erkenntnisse über die Abläufe in einem Solarsystem während einer Stillstandssituation. Es sollten weiterhin die Temperatur- und Druckbelastungen der Komponenten im System in dieser Situation quantifiziert werden.

Aufgrund der präzisen, über mehrere Monate laufenden Temperaturmessungen konnten die thermische Belastungen an ausgesuchten Punkten im Solarsystem statistisch ausgewertet und dargestellt werden. Weiterhin konnten anhand der Messungen fünf aufeinanderfolgende Vorgänge (Phasen) des Stillstandes identifiziert werden. Dazu wurde vom Autor die Software **Dview** zur Visualisierung der komplexen Vorgänge während des Stillstandes entwickelt. Aufgrund der flexiblen Struktur der Software findet diese am Fraunhofer ISE vermehrt Anwendung bei der Veranschaulichung von Messungen oder Simulationsergebnissen.

Die zeitlich hochaufgelösten Messungen (250 bis 1000 Hz) über mehrere Monate ermöglichten eine zweifelsfreie Feststellung der maximalen Druckbelastungen während des Stillstandes. Eine Untersuchung des Druckverlaufs während des Stillstands in dieser Zeitauflösung wurde bisher noch nicht durchgeführt. Es konnten maximale Druckschwankungen von  $\pm 0.5$  bar ermittelt werden. Diese ergaben sich durch Rückströmung von unterkühlter Flüssigkeit in überhitzte Absorberregionen.

Ein vereinfachtes Modell der Stillstandsabläufe wurde in die Simulationsumgebung **ColSim** implementiert. Es wurde ein empirischer Entleerungsfaktor eingeführt, der das Entleerungsverhalten bei der ersten Verdampfung im Solarkollektor beschreibt. Mit der Simulation kann der Dampftransport im System vorhergesagt werden und somit Aussagen über die Temperaturbelastung der Komponenten im System gemacht werden.

Zur Vermeidung von Problemen aus Stillstandssituationen wurden zwei unterschiedlich Konzepte vorgestellt. Bei *eigensicheren* Systemen bedeutet eine Stillstandssituation nur eine geringe Belastung der Komponenten. Hierzu wurden einige Systeme vorgestellt, die im wesentlichen durch die Erkenntnisse aus den Stillstandsuntersuchungen optimiert wurden. Als weitere Möglichkeit zur Vermeidung von Stillstandsproblemen wurden simulationstechnische Untersuchungen zur *regelungstechnischen* Vermeidung von Stillstandssituationen durchgeführt. Hier konnte gezeigt werden, dass sich der Stillstand in einem im Sommer überdimensionierten System mit Flachkollektoren durch eine geeignete Regelungsstrategie vermeiden lässt. Dazu wird eine Absenkung des Kollektorwirkungsgrades durch gezielt erhöhte Kollektorkreistemperaturen mit einer Nachtauskühlungsstrategie kombiniert. Ein vollständiges Verhindern von Stillstandssituationen durch regelungstechnische Maßnahmen

## 8. Schlussbetrachtung und Ausblick

ist jedoch nicht möglich.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Messungen und der Erkenntnisse stellen die ersten Untersuchungen zu dem Thema *Stillstand* dar. Durch die Arbeiten wurden weiterführende Fragestellungen aufgeworfen, die hier kurz angesprochen werden sollen:

- Abbildung der *fraktionierten Destillation* im Kollektor im Simulationsmodell. Dadurch könnte eine bessere Übereinstimmung des simulierten Druckverlaufs mit dem gemessenen erreicht werden.
- Messungen an Kollektorfeldern mit Druckstoßproblemen. In [43] oder [25] wurde in Anlagen eine Zerstörung von Komponenten durch Druckstöße beobachtet. Die dazu nötigen Druckspitzen wurden jedoch an den Testsystemen in dieser Arbeit nicht festgestellt. Durch Messungen an diesen Problemanlagen könnten die Ursachen dieser Druckspitzen identifiziert werden.
- Simulationstechnische Vorhersage des Entleerungsverhaltens von Kollektoren bzw. Kollektorfeldern. Dazu sind detailliertere Messungen an verschiedenen Absorbergeometrien notwendig. Genauere Kenntnisse der Strömungsvorgänge in den Absorberrohren sind dabei nötig. Diese könnten beispielsweise durch Messungen an elektrisch beheizten Glasrohren (vergl. [17]) oder durch Simulation mit aufwändigeren Simulationswerkzeugen gewonnen werden.
- Entwicklung eines standardisierten Entleerungstests für Kollektoren. Damit könnten die verschiedenen Absorbergeometrien bezüglich ihres Stillstandsverhaltens verglichen werden und interne Verschaltungen von Absorbern diesbezüglich optimiert werden.

Die vorliegende Arbeit bildet eine gute Grundlage für weiterführende Untersuchungen.

# Literaturverzeichnis

- [1] Willi Bohl **Technische Strömungslehre**  
9. Auflage 1991, Vogel-Verlag, Würzburg
  
- [2] Buckingham, E. **On physically similar systems; Illustration of the use of dimensional equations**  
Physical Review 4, S. 345, 1914
  
- [3] Baker, O. **Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas.**  
Oil and Gas Journal, July 1954.
  
- [4] Collier, J. G. and Thome, J. R. **Convective Boiling and Condensation.**  
Oxford University Press. 1994
  
- [5] Collier, J. G. **Evaporators.**  
In: Two-phase Flow Heat exchangers.(Hrsg.: Kakac, S. Bergles, A.E., Oliviera Fernandes, E.) NATO ASI Series E: Applied Sciences-Vol. 143, Kluwer Academic Publishers, 683-706, 1988
  
- [6] Signe Wedel Eik Bezzel. **Heat Transfer Fluids for Solar DHW Systems.**  
Danish Technological Institute, 2000.
  
- [7] Deutsches Institut für Normung **DIN 4757 Teil 4, Sonnenheizungsanlagen mit Wasser oder Wassergemischen als Wärmeträger, Anforderungen an die sicherheitstechnische Ausführung.**  
Deutsches Institut für Normung, 1980
  
- [8] Department of Energy **Water Hammer.**  
NFS Safety Notices, Issue No. 98-2
  
- [9] Dubbel. **Taschenbuch für den Maschinenbau.**  
Springer Verlag, 14.Auflage, 1981.
  
- [10] John A. Duffie, William A. Beckman. **Solar Engineering of thermal Processes.**  
John Wiley and Sons, USA 1991.
  
- [11] Fink, C.; Hausner R. **Strategien zur Vermeidung von unzulässigen Temperaturbelastungen an Anlagenkomponenten im Stagnationsfall**  
In: Materialien und Komponenten in Solaranlagen, Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie, 2000

- [12] Christof Wittwer. **ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen.**  
Dissertation an der Universität Karlsruhe, 1999. <http://www.ubka.uni-karlsruhe.de/cgi-bin/psview?document=1999/architektur/1>
- [13] Lustig, K. **Dview : grafische Visualisierungsumgebung für große Datenmengen.**  
<http://www.dview.de>
- [14] Klein, S. **EES Engineering Equation Solver.**  
F-Chart Software, Madison, WI., 1999
- [15] Williams, T.; Kelley, C. **GNUPLOT: An Interactive Plotting Program.**  
[info-gnuplot@dartmouth.edu](mailto:info-gnuplot@dartmouth.edu) 1997
- [16] Hausner, R.; Fink, C.; **Das Verhalten von Solaranlagen im Stagnationsfall.**  
Elfte Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein S. 105-110, 2001
- [17] Heinzl, V. **Solare Prozeßwärmeerzeugung -Siedewasserkollektoren-.**  
Habilitation an der Universität Karlsruhe (TH), 1998
- [18] Noij, J. **Drain Back in Small Systems**  
IEA Task 26, Proceedings from Industry Workshop, Delft 2001, <http://www.iea-shc.org/task26/>
- [19] International Energy Agency **Solar Combisystems**  
IEA Solar Heating and Cooling Programme Task 26  
<http://www.iea-shc.org/task26/index.html>
- [20] Weiß, W. **Solar Combisystems for a Sustainable Energy Future**  
IEA Task 26, Proceedings from Industry Workshop, Oslo 2002  
<http://www.iea-shc.org/task26/>
- [21] Hillerns F.; Schrimpf H. **Einsatz von Wärmeträgerflüssigkeiten in Solaranlagen unter Berücksichtigung der Stagnationsbedingungen**  
Neuntes Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein S. 32-38
- [22] Hewitt, G. F. and Roberts, D. N. **Studies of two-phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photography** AERE-M 2159, HMSO. 1969
- [23] Huhn J., Wolf J. **Zweiphasenströmung gasförmig/flüssig.**  
VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1975
- [24] Incropera, F.; DeWitt, D. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.**  
John Wiley & Sons, 5. Ausgabe, 2002
- [25] Kimmel, O.; Streicher W.; Heimrath R **Messung und Analyse von Ursachen und Auswirkungen von Kondensationsschlägen beim Ausdampfen von großen thermischen Kollektorfeldern.**  
Endbericht Projekt Nr. 7831, Jubiläumsfonds der Österreichischen Nationalbank, 2001
- [26] Koehler, W.; Kastner, W. **Two-Phase Pressure Drop in Boiler Tubes.**  
In: Two-phase Flow Heat exchangers.(Hrsg.: Kakac, S. Bergles, A.E., Oliveira Fernandes, E.) NATO ASI Series E: Applied Sciences-Vol. 143, Kluwer Academic Publishers, 575-594. 1988

- [27] H. Kuchling. **Taschenbuch der Physik.**  
Fachbuchverlag Leipzig-Köln
- [28] Lustig, K. **Entwicklung von Solarabsorbern aus selektiv beschichteten Kunststoffen.**  
Diplomarbeit am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, 1997
- [29] Lustig, K.; Rommel, M.; Stankowski, D.; Hausner, R.; Fink, C.; **Experimentelle Untersuchungen zum Stillstandsverhalten solarthermischer Anlagen.**  
Zehntes Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein S. 445-454, 2000
- [30] Lustig, K. **Simulation zur thermischen Belastung der Solarkreispumpe bei Stillstandssituationen.**  
Interne Studie, TOS-3-KL-0103-E02, 2001
- [31] Marko, A. Braun, P. (Hrsg.) **Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden.**  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997
- [32] Pischinger, R. **Thermodynamik.**  
Hochschulsriptreihe der Technischen Universität Graz, 1981.
- [33] Process Associates of America  
[http://www.processassociates.com/process/fluid/2faz\\_xy.htm](http://www.processassociates.com/process/fluid/2faz_xy.htm)
- [34] The RELAP5 Code Development Team, **RELAP5/MOD3 Code Manual Volume I: Code Structure, System Modles, and Solution Methods.**  
Idaho National Engineering Laboratory, Lockheed Idaho Technologies Company, NUREG/CR-5535 INEL-95/0174, 1995
- [35] The RELAP5 Code Development Team, **RELAP5/MOD3 Code Manual Volume IV: Models and Correlations.**  
Idaho National Engineering Laboratory, Lockheed Idaho Technologies Company, NUREG/CR-5535 INEL-95/0174, 1995
- [36] Renz, U. **Wärme- und Stoffübertragung.**  
Vorlesungsskript am Lehrstuhl für Wärmeübertragung und Klimatechnik der Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, WS 2001/2002
- [37] Yodaiken, V. **Adding Real-time Support to General Purpose Operating Systems.**  
<http://fsmllabs.com/>
- [38] Slipčević, B **Neues über den Wärmeübergang beim Sieden in glatten waagrechten Rohren.**  
In: KI Klima-Kälte-Heizung 628-631, 1/1987
- [39] **Properties of Water and Steam in SI-Units.**  
2nd Revised and Updated Printing, Springer 1979, pp. 175 ff.
- [40] Stankowski, D. **Experimentelle Untersuchungen zum Stillstandsverhalten thermischer Solaranlagen.**  
Diplomarbeit am Fraunhofer Institut für Solae Energiesysteme, 2000

- [41] Streicher, W. **Simulation des instationären Verhaltens von Kompressionswärmepumpen.**  
Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Universität Graz, 1991
- [42] Streicher, W. **Minimising the Risk of Water Hammer and other Problems at the beginning of Stagnation of Solar Thermal Plants - a Theoretical Approach.**  
Solar Energy, Elsevier Science 2001, im Druck
- [43] Streicher, W.; Oberleitner, W. **Betriebsergebnisse der größten Solaranlage Österreichs, Solarunterstütztes Biomasse-Nahwärmenetz Eibiswald.**  
Neuntes Symposium Thermische Solarenergie, Staffelsee S. 144-148, 1999
- [44] Ousterhout, J. **Tcl/Tk** <http://tcl.activestate.com/software/tcltk/>
- [45] Taitel, Y.; Duckler A. **A Model for predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow.**  
AIChE Journal Vol. 22, No.1 S.47-55, 1976
- [46] Klein, S.A.; Beckmann, W.A. **A Transient System Simulation Program.**  
Solar Energy Lab, Madison Wisconsin, 1988
- [47] VDI-Wärmeatlas **Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.**  
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 8. Aufl., 1998
- [48] Spang, B., **C functions for calculating properties of water and steam.**  
The Mining Company, <http://chemengineer.miningco.com>
- [49] **The Linux Lab Project.**  
<http://www.llp.fu-berlin.de>
- [50] Smith, B. **Facility for Interactive Generation of figures, Version 2.0.**  
coordination by Brian Smith [bvsmith@lbl.gov](mailto:bvsmith@lbl.gov)

## A. Messkurven aller Sensoren für die untersuchten Tage

Sensorkürzel	Bedeutung
Sol_sp_oben	Solvis Speicherwand oben
Sol_sp_mitte	Solvis Speicherwand mitte
Sol_sp_unten	Solvis Speicherwand unten
Sol_sp_aus	Solvis Solar WT aus
Sol_sp_ein	Solvis Solar WT ein
Sol_pumpe	Solvis Pumpengehäuse
Sol_MAG_oben	Solvis MAG oben
Finne_1	Solvis Finne mitte links
Finne_2	Solvis Finne mitte rechts
Finne_3	Solvis Finne außen links
Finne_4	Solvis Finne außen rechts
Sol_daemm	Solvis Kollektordämmung innen
Sol_glas	Solvis Glas
Sol_koll_rs	Solvis Kollektorrückseite
Sol_kol_aus	Solvis Kollektoraustritt
Sol_kol_ein	Solvis Kollektoreintritt
T_raum	Raumtemperatur
T_a	Aussentemperatur
G45	Globalstrahlung 45° Süd
mpunkt	Massenstrom in kg/s

**Tabelle A.1.:** Sensorbezeichnungen für das Solvis Flachkollektorsystem

A. Messkurven aller Sensoren für die untersuchten Tage

Sensorkürzel	Bedeutung
T_Sol_sp_u	Solvis untere Speichertemp.
T_Sol_sp_m	Solvis mittlere Speichertemp.
T_Sol_sp_o	Solvis obere Speichertemp.
T_Sol_Pumpe	Solvis Pumpentemp.
T_Sol_MAG	Solvis MAG-Temp.
Sol_T_sp_in	Solvis Wärmetauscher Eintritt
Sol_T_sp_out	Solvis Wärmetauscher Austrittstemp.
Sol_T_r_7-8	Solvis Luna rechts Headertemp.
Sol_T_r_m	Solvis Luna rechts Temp. Mitte
Sol_T_r_u	Solvis Luna rechts Temp. Unten
Sol_T_l_7-8	Solvis Luna links Headertemp.
Sol_T_l_m	Solvis Luna links Temp. Mitte
Sol_T_l_u	Solvis Luna links Temp. Unten
Sol_T_out_l	Solvis Austritt links Temp.
Sol_T_out_r	Solvis Austritt rechtsTemp.
Sol_T_in	Solvis Eintritt Temp.
Sol_T_tu_in	Solvis Rohr Eintrittstemp.
Sol_T_tu_out	Solvis Rohr Austrittstemp
Sol_p_MAG	Solvis Druck MAG
mpunkt	Massenstrom in kg/s
T_raum	Temperatur im Technikraum
T_a_dach	Umgebungstemperatur
G45	Globalstrahlung 45° Süd

**Tabelle A.2.:** Sensorbezeichnungen für das Solvis Luna VRK-System

Sensorkürzel	Bedeutung
Tube_SK_in	SK Zulaufleitung Eintritt
T_SK_in	SK Kollektoreintritt
SK_head2_bot	Sonnenkraft header Röhre 2 Eintritt
SK_2mitte	Sonnenkraft Röhre 2 Mitte Schweißnaht
SK2mitte_fin	Sonnenkraft Röhre 2 Mitte Finne
SK_head2_top	Sonnenkraft header Röhre 2 Austritt
SK_head8_9	Sonnenkraft header zw. Röhre 8 u. 9
head16_to	SK header Röhre 16 Eintritt
SK_16oben	Sonnenkraft Röhre 16 oben
SK_16mitte	Sonnenkraft Röhre 16 mitte
16unten	SK Röhre 16 unten
SKhead16_out	Sonnenkraft header Röhre 16 Austritt
T_SK_out	SK Kollektoraustritt
Tube_SK_out	SK Zulaufleitung Austritt
T_MAG_SK	SK Fluidtemperatur am MAG
T_raum	Temperatur im Technikraum
T_a_dach	Umgebungstemperatur
G45	Globalstrahlung 45° Süd
p_SK_MAG	Druck SK am MAG
SK_Mikro	Mikrofon am Sonnenkraftsystem

**Tabelle A.3.:** Sensorbezeichnungen für das Sonnenkraft System

A. Messkurven aller Sensoren für die untersuchten Tage

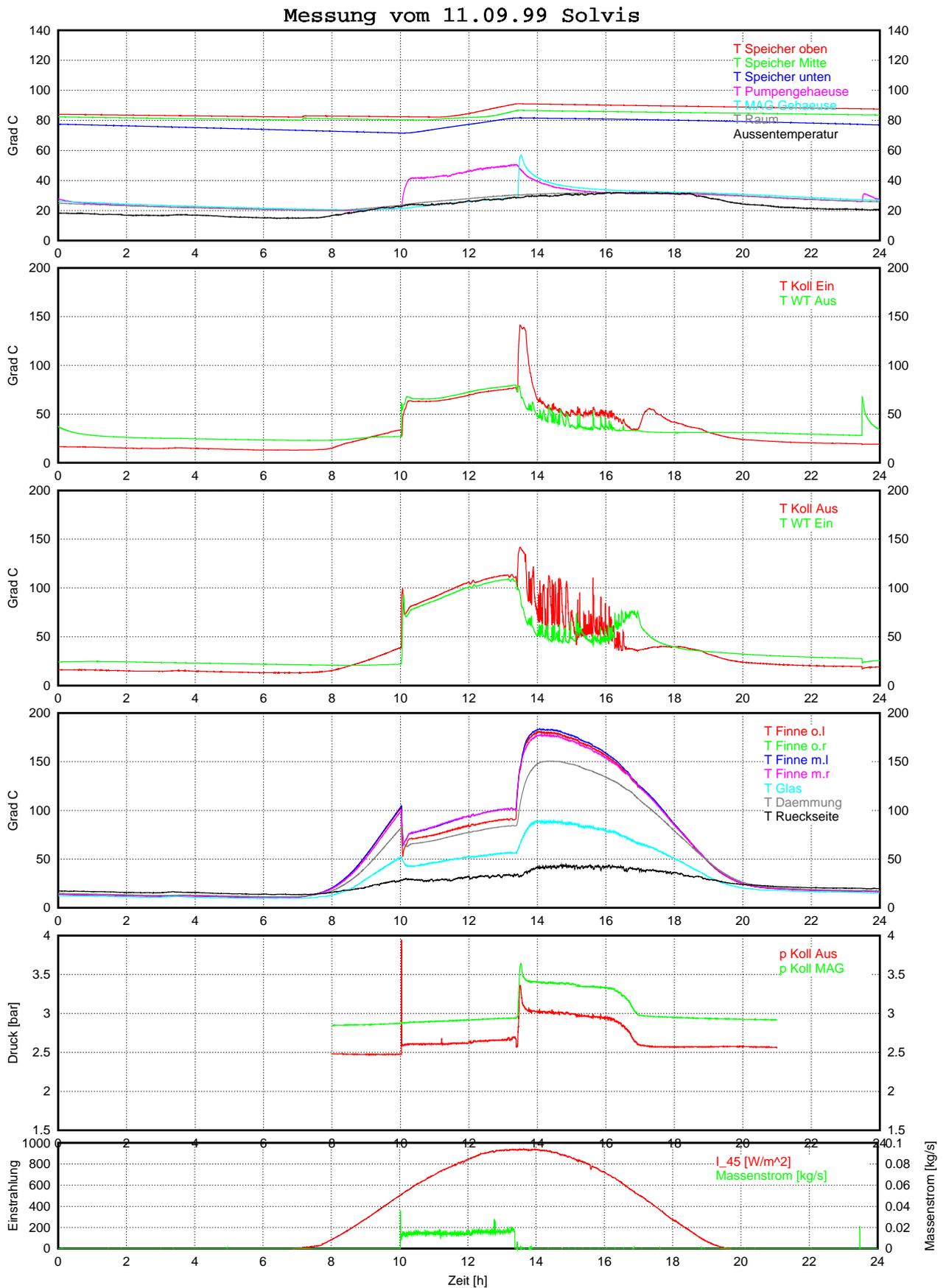


Abbildung A.1.: Tagespot Flachkollektorsystem am 11.09.99

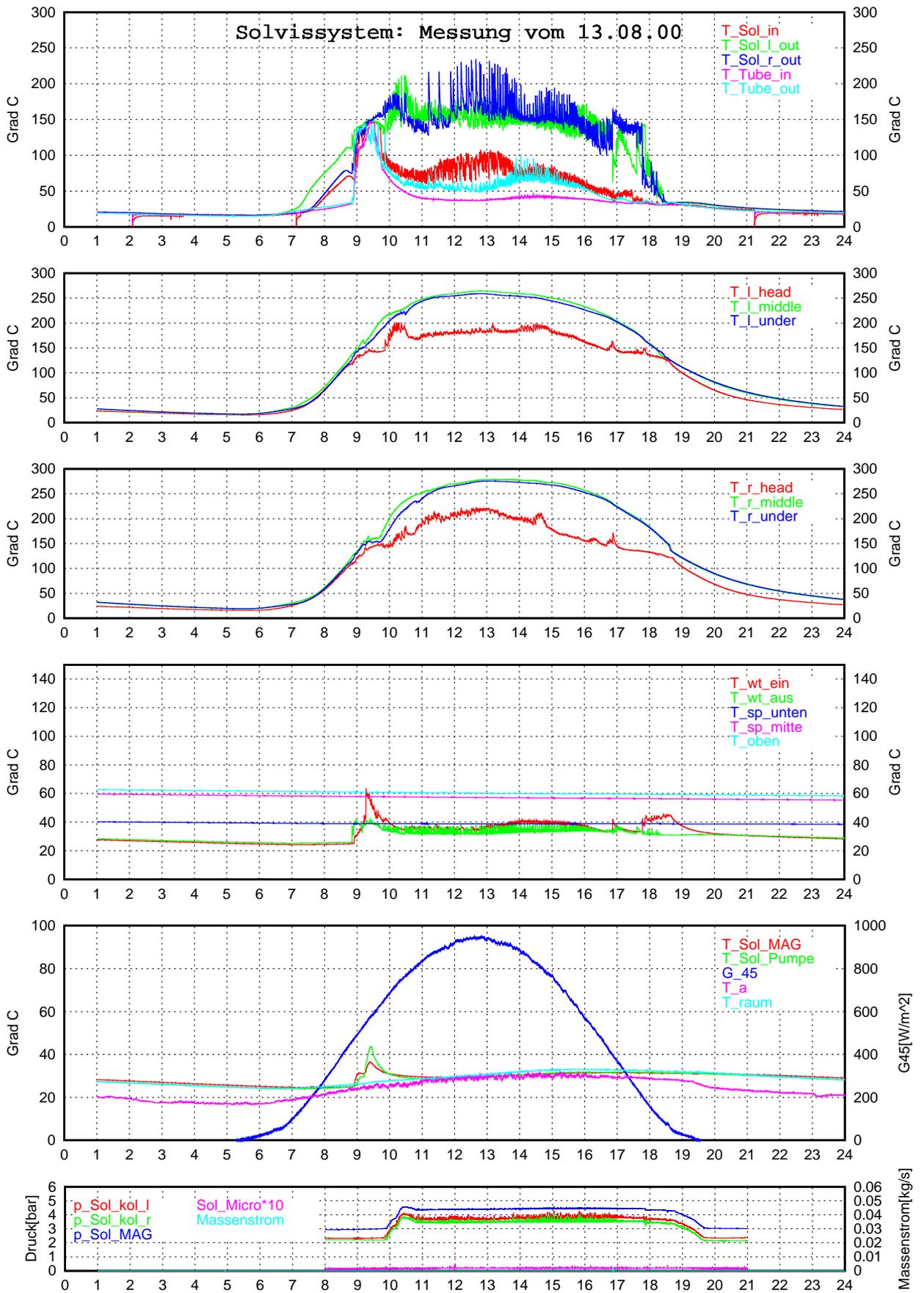


Abbildung A.2.: Tagespot Solvis Luna-System

A. Messkurven aller Sensoren für die untersuchten Tage

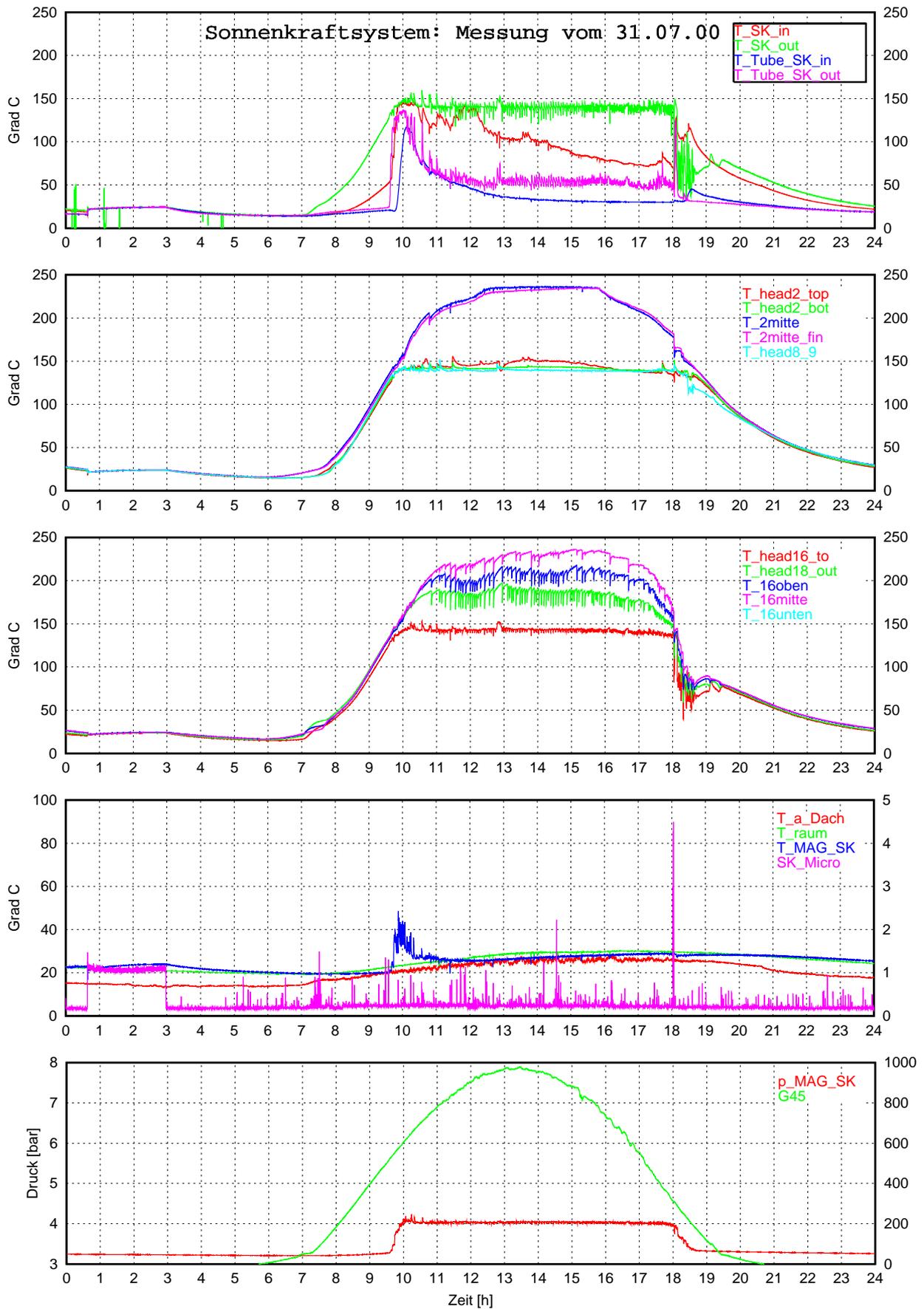


Abbildung A.3.: Tagespot Sonnenkraft Röhrenkollektorsystem

# B. CoSim -Parameter für die Stillstandssimulation

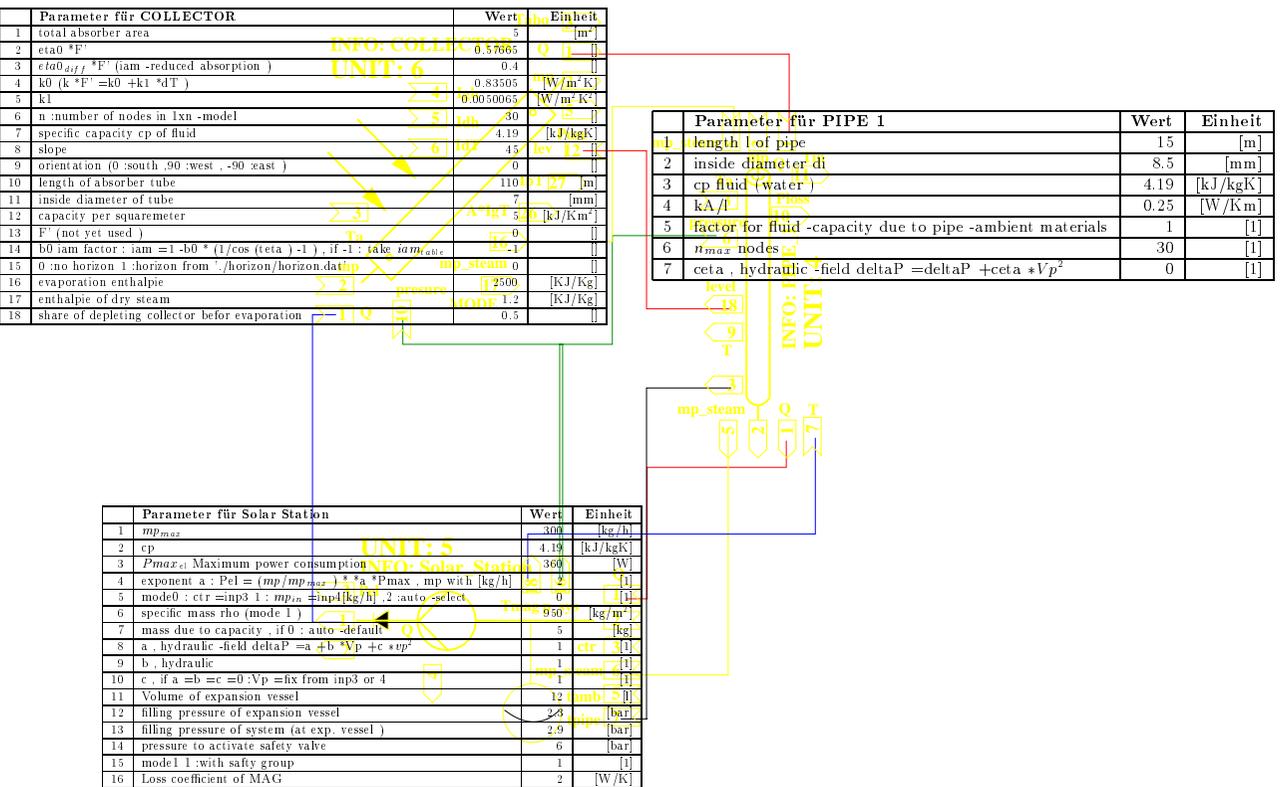


Abbildung B.1.: Parameter für die Simulation des Solvis Luna Systems

**B. ColSim -Parameter für die Stillstandssimulation**

# C. Entwickelter Parametersatz für die Simulationen zur Stillstandsvermeidung

Parameter für COLLECTOR	Wert	Einheit
total absorber area	44	[m <sup>2</sup> ]
$\eta_0 * F'$	0.8	[]
$k_0$ ( $k * F' = k_0 + k_1 * dT$ )	3.85	[W/m <sup>2</sup> K]
$k_1$	0.015	[W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]
specific capacity cp of fluid	3.8	[kJ/kgK]
slope	48	[]
orientation (0 :south ,90 :west , -90 :east )	0	[]
length of absorber tube	55.5	[m]
inside diameter of tube	10	[mm]
capacity per squaremeter	6	[kJ/Km <sup>2</sup> ]
b0 iam factor : iam =1 -b0 * (1/cos (teta ) -1 ) , if -1 : take iam <sub>table</sub>	-0.12	[]
$k_0$ ( $k * F' = k_0 + k_1 * dT$ ) during night time	1.1	[W/m <sup>2</sup> K]
$k_1$ during night time	0.010	[W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]
Evaporation Temperature	120	[K]
Parameter für HEATEXCH	Wert	Einheit
mode 1 = > counterflow	1	[]
cpHot	3.80	[kJ/kgK]
cpCold	4.19	[kJ/kgK]
heat transfer coefficient , if 0 :eff =1	1500	[W/K]
heat loss coefficient to ambient	10	[W/K]
Parameter für PIPE 1	Wert	Einheit
length l of pipe	9	[m]
inside diameter di	26	[mm]
cp fluid	3.8	[kJ/kgK]
kA/l	2	[W/Km]
Parameter für PIPE 2	Wert	Einheit
length l of pipe	17	[m]
inside diameter di	20	[mm]
cp fluid	3.8	[kJ/kgK]
kA/l	1	[W/Km]
Parameter für PUMP SEC	Wert	Einheit
$mp_{max}$	1500 <sup>1</sup>	[kg/h]
cp	4.19	[kJ/kgK]
mass due to capacity , if 0 : auto -default	10	[kg]
Parameter für PUMP SOL	Wert	Einheit
$mp_{max}$	491	[kg/h]
cp	3.8	[kJ/kgK]
mass due to capacity , if 0 : auto -default	10	[kg]
Parameter für SchichtSpeicher	Wert	Einheit
kA ambient losses	18	[W/K]
volume incl heatexchangers	4800	[]
cp of storage fluid	4.19	[kJ/kgK]
if 0 : total mixing else : heatflow $kA_{downup}$ nodes	800	[W/K]
heat conduction $\lambda$ ; if 0 then $\lambda =0.25$	0.01	[W/K]
storage hight , only circullar tanks	2	[m]
0 :no stratisfaction 1 :with stratisfaction	1	[]

Fortsetzung nächste Seite ...

<sup>1</sup>Wert für Case E . Wert für alle anderen Fälle: 491 kg/h

C. Entwickelter Parametersatz für die Simulationen zur Stillstandsvermeidung

Parameter für Stag tec-controller	Wert	Einheit
$dT_{on,mode}$	2	[°C]
$dT_{off}$	-2	[°C]
kP proportional factor solar loop	0.08	[]
ki for mode 3,4,2 :LowFlowFlag, 7 :Tset, 9 : $mp_{circ}$	0	[]
Tmax storage	90	[]
mode3&9 : $ctr_{min} = 0.1$	0.1	[]
proportional fact. of second. pump in mode 9 ;	0.8	[]
maximal mp of $pump_{sol}$ in mode 9	491	[kg/h]
mp $pump_{circ}$ in mode 9	190	[kg/h]
Temperature to start bad efficiency mode	80	[°C]
$T_{col_{high}}$ , Collector set temperature Tstor > $T_{mix}$ : mode 9	110	[°C]
Top storage temp. to start night cooling : mode 9	84	[°C]
max. mp in sec. circuit : mode 9	1500	[kg/h]
kP proportional factor sec loop :mode 9	0.011	[]
ki Ki factor sec loop :mode 9	$1 \cdot 10^{-8}$	[]

**Tabelle C.1:** Entwickelter Parametersatz für die Anlage Bauer (Auswahl)