

# Absorptionswärmepumpe für die Brennwertnutzung an Biomassekesseln

## Konzept, wärmetechnische Entwicklung und Erprobung

Tina Manuela Hermann

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung einer

Doktorin der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Johannes Betz

Prüfende der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Hartmut Spliethoff
2. Prof Dr. rer. nat. Christian Schweigler

Die Dissertation wurde am 04.06.2024 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 04.10.2024 angenommen.



## Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München und wurde durch das Forschungsvorhaben „BreBiSorp: Brennwertnutzung an Biomassekesseln mittels angekoppelter Absorptionswärmepumpe“ (FKZ: 03KB133A) ermöglicht, das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz gefördert wurde. Teile der Dissertation werden im Abschlussbericht des Forschungsvorhabens [1] veröffentlicht. Die Promotion erfolgte in Kooperation zwischen der Hochschule München und der Technischen Universität München. Betreut wurde die Arbeit von Prof. Schweigler (Forschungsinstitut CENERGIE, HM) und Prof. Spliethoff (Lehrstuhl für Energiesysteme, TUM).

Prof. Hartmut Spliethoff möchte ich sehr für die Übernahme der Betreuung seitens der Technischen Universität München und seiner damit verbundenen Unterstützung danken.

Bei Prof. Christian Schweigler bedanke ich mich ebenfalls sehr herzlich für die stets engagierte Betreuung, seine ansteckende Begeisterung für die Wissenschaft und die unermüdlichen fachlichen Diskussionen.

Prof. Felix Ziegler danke ich, dass er mir als Mentor meiner Dissertation mit seiner Expertise und seiner sympathischen Art als Ansprechpartner zur Verfügung stand.

Großer Dank geht an meine Kolleginnen und Kollegen von der Hochschule München. Die gegenseitige Unterstützung, sei es handwerklich im Labor, bei fachlichen Diskussionen oder bei einem Feierabendgetränk, hat zu einer sehr angenehmen Arbeitsatmosphäre beigetragen. Ebenso danke ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des ZAE Bayern, für spontane Hilfsaktionen und den interessanten wissenschaftlichen Austausch. Insbesondere Manu K., mit dem ich einfach gerne über Absorptionswärmepumpen rede.

Besonderer Dank gilt meinen Freunden, die mir oft Motivation gegeben oder mir Ablenkung verschafft haben. Vor allem Magdalena, Marina und Lou, mit denen ich seit dem Studium alle Lebenslagen durchmache und die mir immer mit Rat und Tat zur Seite stehen.

Meinen Eltern und meinen Geschwistern danke ich sehr für ihre bedingungslose Unterstützung auf meinem gesamten Lebensweg und den damit verbundenen Rückhalt.

Richard, dich habe ich im ersten Jahr meiner Promotion kennengelernt – vielen Dank für deine Unterstützung, dein Verständnis und die schöne Abwechslung, die du jeden Tag aufs Neue in mein Leben bringst.



## Kurzfassung

Die Einbindung einer Absorptionswärmepumpe in das Wärmeversorgungssystem eines Biomasse-Heizkessels bietet enormes Potential für eine optimierte Brennstoffausnutzung und kann somit zu einer nachhaltigen und ressourceneffizienten Wärmebereitstellung beitragen. Die Wärmepumpe stellt nahezu unabhängig von der Rücklaufemperatur eine Wärmesenke zur Verfügung und garantiert eine weitgehend vollständige Nutzung der Kondensationswärme. Als Antrieb der Sorptionswärmepumpe dient die vom Kessel erzeugte Wärme und der Bedarf an elektrischer Hilfsenergie ist minimal.

Insbesondere die Wärmeübertragung von dem Kessel-Rauchgas auf den Sorptionskreislauf und der Anspruch einen Wärmepumpenkreislauf mit minimalem Einsatz an elektrischer Hilfsenergie zu betreiben, erfordert besondere Konzepte und die Entwicklung angepasster Wärmeübertrager. Im Generator wird die Sorptionslösung nach dem thermisch induzierten Naturumlauf-Prinzip gefördert und der Verdampfer als Fallfilmverdampfer mit vertikalen, strukturierten Wärmeübertragerrohren konzipiert, der mit einer minimalen Kältemittel-Aufgabemenge betrieben werden kann.

Es wurden die thermo-hydraulische Einbindung ins Wärmenetz und der interne Prozesskreislaufs für die spezifischen Betriebsbedingungen analysiert. Darauf aufbauend wurden thermodynamische Modellierungen der Wärmeübertragungsprozesse durchgeführt, die zur Auslegung der zentralen Komponenten, speziell des Fallfilmverdampfers und des Thermosiphon-Austreibers führten. Anhand experimenteller Untersuchungen zur Wärme- und Stoffübertragung an zwei Versuchsanlagen konnte die Fallfilmverdampfung an vertikalen, strukturierten Rohren und der Betrieb des Thermosiphon-Austreibers in einem Absorptionswärmepumpenkreislauf analysiert werden.

Mittels der experimentellen Untersuchungen konnte die Funktion der konzipierten Wärmeübertrager und das Betriebskonzept der Absorptionswärmepumpe demonstriert werden. Dabei konnten wesentliche Prozessparameter analysiert und essenzielle Kenntnisse für den Betrieb der Wärmepumpe gewonnen werden.

Die Arbeit leistet durch die konzeptionelle Analyse des neuartigen Betriebskonzepts der Absorptionswärmepumpe gestützt von theoretischen und experimentellen Untersuchungen die Basis für die praktische Implementierung und Erschließung des vorhandenen Optimierungspotenzials bei der Brennwertnutzung an Biomasseheizkesseln.

## **Abstract**

Integrating an absorption heat pump into the heat supply system of a biomass boiler has the potential to optimise fuel utilisation and contribute to a sustainable and resource-efficient heat supply. The heat pump acts as a heat sink that is almost independent of the return temperature, ensuring nearly complete utilisation of the condensation heat. The sorption heat pump operates using the heat produced by the boiler, requiring minimal electrical auxiliary power.

Particularly, the transfer of heat from the flue gas to the sorption cycle and the requirement to operate a heat pump cycle with minimal use of electrical auxiliary energy necessitate special concepts and the development of adapted heat exchangers for this application. The generator operates on the thermally induced natural circulation principle to transport the sorbent solution. The evaporator is designed as a falling film evaporator with vertical, finned tubes and can be operated with a minimal amount of refrigerant.

The thermal-hydraulic integration of the absorption heat pump into the heating network and its internal process cycle were analysed for the specific operating conditions. Based on this analysis, a thermodynamic model of the heat transfer processes was developed, leading to the design of the central components, particularly the falling film evaporator and the thermosiphon desorber. Experimental investigations of heat and mass transfer in two test plants were used to analyse falling-film evaporation on vertical, finned tubes and the operation of the thermosiphon desorber unit in an absorption heat pump circuit.

The experimental investigations demonstrated the functional principle of the designed heat exchangers and the operating concept of the absorption heat pump. Key process parameters were analysed, and essential knowledge for the operation of the heat pump was obtained.

The work presents a conceptual analysis of the new operating concept for the use of condensing technology in biomass boilers with an absorption heat pump. The analysis is supported by theoretical and experimental investigations and provides a basis for practical implementation and exploitation of the existing optimization potential.

## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	III
Kurzfassung.....	V
Abstract .....	VI
Inhaltsverzeichnis .....	VII
Nomenklatur .....	X
1. Motivation und Aufgabenstellung .....	1
1.1. Einleitung.....	1
1.2. Zielsetzung .....	2
1.3. Gliederung der Arbeit.....	3
2. Absorptionswärmepumpe – Einbindung in die Brennwertnutzung bei Biomassefeuerungen .....	5
2.1. Brennwertnutzung bei Biomassefeuerungen.....	5
2.1.1. Grundlagen und Potential der Brennwertnutzung.....	5
2.1.2. Konventionelle Rauchgaswärmeübertrager .....	10
2.2. Absorptionswärmepumpen .....	12
2.2.1. Einstufige Absorptionswärmepumpe.....	12
2.2.2. Mehrstufige Absorptionswärmepumpen.....	22
2.2.3. Stand der Apparatechnik.....	24
2.3. Forschungsarbeiten zu angepassten Absorptionswärmepumpen .....	25
2.4. Kurzzusammenfassung .....	29
3. Ziele und Methodik.....	31
4. Systemkonzept und Komponentenentwicklung.....	34
4.1. Einbindung der Absorptionswärmepumpe in das Wärmeversorgungsnetz eines Biomasseheizkessels.....	34
4.2. Betriebskonzept der Absorptionswärmepumpe .....	40
4.2.1. Betriebskonzept ohne elektrische Hilfsenergie.....	40
4.2.2. Randbedingungen des Absorptionskreisprozesses.....	44
4.2.3. Apparatechnische Umsetzung der Wärmeübertrager.....	51
4.3. Rauchgas-beheizter Fallfilmverdampfer.....	54
4.3.1. Wärmeübergang bei der Rauchgaskondensation .....	54
4.3.2. Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung.....	58
4.3.3. Auslegung des Wärmeübertragers.....	61

4.4.	Thermosiphon-Austreiber.....	68
4.4.1.	Funktionsprinzip.....	68
4.4.2.	Strömungs- und Wärmeübergangsformen im Siederohr .....	69
4.4.3.	Grundbegriffe der Strömung .....	72
4.4.4.	Druckverluste im Siederohr.....	75
4.4.5.	Wärmeübergang bei der Zweiphasenströmung.....	77
4.4.6.	Berechnungsmodell .....	81
4.4.7.	Ergebnisse des Modells.....	84
5.	Experimente zur Fallfilmverdampfung an senkrechten Röhren mit strukturierter Oberfläche .....	97
5.1.	Versuchsanlage und Vorversuche .....	97
5.1.1.	Beschreibung.....	97
5.1.2.	Mess- und Regelungstechnisches Konzept .....	100
5.1.3.	Versuchsreihen und Versuchsdurchführung .....	100
5.2.	Ergebnisse.....	101
5.2.1.	Wärmedurchgangskoeffizient.....	101
5.2.2.	Innerer Wärmeübergangskoeffizient .....	104
5.2.3.	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient.....	107
5.3.	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	110
6.	Experimentelle Ergebnisse der Absorptionswärmepumpe .....	113
6.1.	Aufbau der Versuchsanlage.....	113
6.1.1.	Beschreibung.....	113
6.1.2.	Messtechnisches Konzept .....	115
6.1.3.	Apparativer Aufbau .....	116
6.1.4.	Untersuchte Betriebspunkte.....	117
6.2.	Betriebsverhalten der Gesamtanlage.....	119
6.3.	Thermosiphon-Austreiber.....	127
6.3.1.	Generelle Analyse des Betriebsverhalten .....	127
6.3.2.	Vergleich mit Berechnungsmodell.....	131
6.3.3.	Diskussion der Ergebnisse.....	139
6.4.	Bewertung und Einordnung der Ergebnisse für die praktische Anwendung .....	141
7.	Zusammenfassung .....	144
	Anhang.....	149



A.1 Fotografie der Versuchsanlage „Fallfilmverdampfer“ .....	149
A.2 Spezifikation der Messtechnik .....	149
A.3 Fehlerrechnung und -analyse .....	150
Abbildungsverzeichnis .....	153
Tabellenverzeichnis .....	157
Literaturverzeichnis.....	158

## Nomenklatur

### Lateinische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$a$	Durchmesser Verhältnis	-
$c, h, o$	Massenanteil von Kohlenstoff C, Wasserstoff H, Sauerstoff O	-
$C_F$	Faktor Gl. 4.72	-
COP	Wärmeverhältnis (coefficient of performance)	-
$cp$	Spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$d$	Durchmesser	m
$F$	Verstärkungsfaktor	-
$f$	Spezifischer Lösungsumlauf	-
$g$	Erdbeschleunigung	$\text{m}/\text{s}^2$
$H_u$	Heizwert	$\text{kJ}/\text{kg}$
$h$	Enthalpie	$\text{J}/\text{kg}$
$L$	Länge	m
$L$	Luftbedarf	$\text{m}^3/\text{kg}$
$l$	Lösungswärme	$\text{kJ}/\text{kg}$
$M$	Masse	kg
$\dot{M}$	Massenstrom	$\text{kg}/\text{s}$
$\dot{m}$	Massenstromdichte	$\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$
$n$	Exponent	-
$P$	Druck	Pa
$p^*$	Reduzierter Druck $p^* = p/p_c$	-
$R$	Gaskonstante	$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$
$R_a$	Rauheit	$\mu\text{m}$
$r$	Radius	m
$r$	Verdampfungsenthalpie	$\text{kJ}/\text{kg}$
$S$	Unterdrückungsfaktor	-
$s$	Schlupf	-
$s$	Wandstärke Rohr	m
$U$	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$
$U$	Umfang	m
$V$	Volumen	$\text{m}^3$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$\text{m}^3/\text{s}$
$v$	Geschwindigkeit	$\text{m}/\text{s}$
$w$	Wassergehalt	$M_{\text{H}_2\text{O}}/M_{\text{BS}}$ ; %
$X$	Konzentration	Gew. %
$x$	Dampfgehalt	-
$\dot{x}$	Strömungsdampfgehalt	-
$y$	Stoffmengenanteil	-

### Griechische Symbole

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
$\beta$	Stoffübergangskoeffizient	$\text{m}/\text{s}^2$
$\Delta h_V$	Verdampfungsenthalpie	$\text{J}/\text{kg}$
$\varepsilon$	volumetrischer Dampfanteil	-
$\dot{\varepsilon}$	volumetrischer Strömungsdampfanteil	-

---

 Fortsetzung griechische Symbole
 

---

$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta$	dynamische Viskosität	kg/(m·s)
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
$\mathcal{M}$	Molare Masse	kg/kmol
$\mu$	dynamische Viskosität	kg/(m·s)
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\nu$	spezifisches Volumen	m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Oberflächenspannung	N/m
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-

---

 Dimensionslose Kennzahlen
 

---

$Fr$	Froude-Zahl
$Nu$	Nusselt-Zahl
$Pr$	Prandtl-Zahl
$Re$	Reynolds-Zahl
$We$	Weber-Zahl

---

 Indizes
 

---

0, 1, 2...	Niveau 0,1,2...
1	Verdampfer
2	Kondensator
3	Absorber
4	Austreiber/Generator
4.0	Eintritt in den Austreiber/Generator
4.1	Austritt aus dem Austreiber/Generator
1Ph	Einphasige Strömung
2Ph	Zweiphasenströmung
A	Absorber
A	Atmosphäre
a	(Kältemittel-)arme LiBr-Lösung
B	Beschleunigungsdruckverlust
B	Blasensieden
bottom	Unteres Ende
BS	Brennstoff
C	Kritischer Druck
D	Dampf
eff	effektiv
endo	endoreversibel
evap	evaporation / Verdampfung
F	Film
FO	Filmoberfläche
G	Gas
G	Generator
GL	Glattrohr
GO	Gasströmung (Gas only)
h	hydraulischer Durchmesser
H2O	Wasser

Fortsetzung Indizes

---

HK	Heizkreis
I	Inertgas
K	Kessel
K	Kondensator
K	Kondensat
K	Konvektives Sieden
KM	Kältemittel
kond	Kondensation
L	Flüssigkeit (Liquid)
I	laminar
lat	latent
LiBr	Lithiumbromid
LO	Flüssigkeitsströmung (Liquid only)
LWÜ	Lösungswärmeübertrager
max	maximal
min	minimal
mix	Misch
onb	Siedebeginn (onset of boiling)
R	Reibungsdruckverlust
r	(Kältemittel-)Reiche LiBr-Lösung
red	reduziert
rev	reversibel
RG	Rauchgas
RL	Rücklauf
RS	Ringspalt
S	Siedender Rohrabschnitt
sat	In gesättigtem Zustand
sens	sensibel
SR	Siederohr
t	turbulent
Tau	Taupunkttemperatur
top	Oberes Ende
V	Verdampfer
V	Verluste
VL	Vorlauf
vorw	Vorwärmstrecke im Siederohr
W	Wand
well	Welligkeitsfaktor
WN	Wärmenetz

---

# 1. Motivation und Aufgabenstellung

## 1.1. Einleitung

Klimaschutz ist eines der bedeutendsten Themen der heutigen Zeit. Deutschland und Europa streben bis zum Jahr 2050 Klimaneutralität an. Im März 2021 entschied das Bundesverfassungsgericht, das deutsche Klimaschutzgesetz sei in der aktuellen Form mit den Grundrechten teils unvereinbar. Die darin festgelegten Maßgaben zur Minderung der Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2030 sind unzureichend und stehen in keinem Verhältnis zu den Emissionsminderungspflichten und den damit verbundenen Einschränkungen, die daraufhin folgen müssten, um Klimaneutralität zu erreichen. Der Gesetzgeber ist demnach dazu verpflichtet, die Minderungsziele für den Zeitraum nach 2030 fortzuschreiben und eingehend zu regeln [2]. Verfahren und Klagen zum Klimaschutz nehmen kontinuierlich zu, wobei Gerichtsurteile, die im Sinne der Kläger ausfallen, die Bedeutung und die weitreichenden Auswirkungen des Klimawandels unterstreichen. Mit der Einführung des Klimaschutzgesetzes hat die Bundesregierung einen rechtlichen Rahmen geschaffen und das dazugehörige Klimaschutzprogramm mit den notwendigen Maßnahmen ins Leben gerufen. Damit sind die nationalen Ziele rechtsverbindlich verankert und bis zum Jahr 2030 festgelegt. Im Bereich der Energiewirtschaft, sehen ausgewählte Maßnahmen vor, die Wärmeeinspeisung in Wärmenetze zunehmend auf erneuerbare Energien und die Nutzung von unvermeidbarer Abwärme umzustellen [3]. Im Jahr 2021 betrug der Anteil an erneuerbaren Energien am gesamten Endenergieverbrauch in der Wärmeversorgung der Bundesrepublik 16 %. Davon nimmt die Biomasse, als bislang eine der wichtigsten Wärmequellen der erneuerbaren Energieversorgung, einen Anteil von 86 % ein. Der Großteil dieses Anteils entfällt auf den Einsatz von Holzbrennstoffen in Privathaushalten [4]. Förderungen, wie das Marktanreizprogramm des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unterstützten bislang den Ausbau der energetischen Holznutzung und Verbesserungsmaßnahmen zur Energieeffizienz von Wärmeerzeugungssystemen [5]. Wiederkehrende und zunehmende Diskussionen über die Einstufung des Energieträgers Holz als „nachhaltiger Rohstoff“ werden auch von der Gesetzgebung der EU aufgegriffen und die Nachhaltigkeitskriterien von Holz sollen in der Richtlinie der erneuerbaren Energien verschärft werden [6]. Folglich wird nicht der Ausbau der Wärmeversorgung auf Basis des Brennstoffs Holz, sondern die Effizienzsteigerung der Anlagen noch mehr in den Fokus rücken müssen, um eine bestmögliche Verwertung des begrenzt verfügbaren Rohstoffs zu erreichen.

Das Potential der Abwärmenutzung von Holz-befeuerten Heizkesseln unter Ausnutzung des Brennwerteffekts ist erheblich. Die maximale Wirkungsgradsteigerung ist abhängig von

verschiedenen Parametern wie der erreichten Rauchgas-Auskühlungstemperatur, dem Wassergehalt im Brennstoff und dem Verbrennungsluftverhältnis [7][8]. Für Holzhackschnitzel eines handelsüblichen Brennstoffwassergehalts von 25 % wird bei einer Auskühlung des Rauchgases von 140 °C Austrittstemperatur bis zur Taupunkttemperatur (ca. 54 °C) eine Wirkungsgradsteigerung von 6,5 % erzielt. Mit Unterschreitung der Taupunkttemperatur, setzt die Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes ein und führt zu einem sprunghaften Anstieg des Wirkungsgrades. Eine Auskühlung auf 25 °C ermöglicht dadurch eine Wirkungsgradsteigerung um weitere 12 %-Punkte. Konventionell wird das Rauchgas durch Wärmeübertrag auf den Rücklauf des Wärmenetzes ausgekühlt, allerdings begrenzen hohe Rücklauftemperaturen die Auskühlungstemperatur und damit den potenziellen Wärmegewinn aus dem Rauchgas. Durch Einbindung einer Wärmepumpe kann nahezu unabhängig von den Rücklauftemperaturen des Wärmeversorgungssystems ein niedriges Temperaturniveau zur Verfügung gestellt werden, das eine tiefe Rauchgasauskühlungstemperatur und damit Kondensation garantiert. Die gewonnene Niedertemperaturwärme wird durch den Wärmepumpenprozess wiederum auf ein nutzbares Temperaturniveau angehoben. [9]

Thermisch angetriebene Wärmepumpen nutzen als Antriebsenergie Wärme auf hohem Temperaturniveau und weisen im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen einen sehr geringen Bedarf an elektrischer Antriebsenergie auf. In Absorptionswärmepumpen (AWP) wird ein Stoffpaar aus Sorbens und Kältemittel eingesetzt. Nach dem Prinzip eines thermischen Verdichters wird über einen Absorptions- und Desorptionsprozess des Kältemittels in der Sorptionlösung die Anhebung eines Wärmestroms auf ein höheres Temperaturniveau erreicht. Gekoppelt mit dem Biomasseheizkessel ermöglicht die AWP eine erhebliche Wirkungsgradsteigerung durch die Rauchgasauskühlung, wobei der Wärmepumpenkreislauf durch die vom Kessel bereitgestellte Wärme angetrieben werden kann. Darüber hinaus kann durch ein Betriebskonzept, bei dem der Lösungsumlauf der AWP im Naturumlauf bewerkstelligt wird, auf interne Kreislaufpumpen verzichtet werden. Der Einsatz elektrischer Hilfsenergie wird dadurch nochmals reduziert und ermöglicht ein effizientes Heizsystem, das nahezu vollständig auf erneuerbarer Wärme basiert.

### **1.2. Zielsetzung**

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer AWP mit einem speziellen apparatetechnischen Design, die für die Brennwertnutzung an einem Hackschnitzel befeuerten Heizkessel eingesetzt werden kann. Prinzipiell eignet sich die AWP ebenso für die Brennwertnutzung bei anderen Heizkesselarten, jedoch ist bei Feuerungen mit auf Holz basierenden Brennstoffen, die einen hohen Feuchtegehalt aufweisen, das Potential der

Brennwertnutzung besonders groß. Die AWP wird als Zusatzgerät in das Wärmeversorgungsnetz integriert. Der Wärmegewinn aus dem Kesselrauchgas wird im Verdampfer auf das Kältemittel der AWP übertragen. Das Kessel-Heißwasser liefert die Antriebswärme für den Sorptionskreislauf, über den die auf niedrigem Temperaturniveau gewonnene Wärme als Nutzwärme an den Rücklauf des Wärmenetzes abgegeben werden kann.

Die Entwicklung zielt auf einen robusten Betrieb, der nur geringe Regeleinriffe erfordert, und auf einen minimalen Einsatz elektrischer Hilfsenergie. Besonderer Fokus der Komponentenentwicklung liegt auf dem Verdampfer und dem Austreiber der AWP. Der Verdampfer muss den Anforderungen des Wärmeübertrags aus der Abkühlung und Kondensation der Feuchte des Rauchgases aus der Biomasseverbrennung auf das Kältemittel gerecht werden. Dabei soll ein Betrieb ohne Verwendung einer Pumpe für die Umwälzung des Kältemittels erreicht werden. Der Austreiber wird rein thermisch angetrieben und der Lösungskreislauf nach dem Thermosiphon-Prinzip bewerkstelligt, sodass auf eine Lösungspumpe verzichtet werden kann.

### **1.3. Gliederung der Arbeit**

Die Entwicklung einer Absorptionswärmepumpe für die Brennwertnutzung an Biomasseheizkesseln erfordert theoretische Untersuchungen mit thermodynamischen Modellierungen des Wärmepumpenkreislaufs und der Wärme- und Stoffübertragung in den Wärmeübertragern. Das Verständnis der Prozessvorgänge wird durch experimentelle Untersuchungen an Laboranlagen überprüft. Die Arbeit ist folgendermaßen aufgebaut:

Nach einer allgemeinen Einführung in das Thema in *Kapitel 1* werden in *Kapitel 2* die theoretischen Grundlagen zu den beiden Themengebieten Brennwertnutzung und Absorptionswärmepumpen erläutert. Der Grundlagenteil zur Brennwertnutzung beinhaltet die Erläuterung wichtiger Kenngrößen und zeigt das nutzbare Potential der Rauchgaskondensation bei der Verbrennung von Holzbrennstoffen auf. Anschließend wird die grundlegende Funktion einer Absorptionswärmepumpe erklärt und auf wichtige Kenngrößen eingegangen. Es wird der Stand der Apparatechnik vorgestellt und eine Übersicht von Forschungsarbeiten zu angepassten Absorptionswärmepumpen dargelegt.

In *Kapitel 3* werden, basierend auf dem dargelegten Stand des Wissens, der Forschungsbedarf und die verwendeten Methoden der Arbeit vorgestellt.

In *Kapitel 4* werden das Systemkonzept und die Komponentenentwicklung ausführlich analysiert. Dazu wird zunächst die thermo-hydraulische Einbindung der AWP in den Heizkreislauf diskutiert. Speziell die Entwicklung des Rauchgas-beheizten Verdampfers und

des Thermosiphon-Austreibers werden im Detail erläutert. Die Vorgänge bei der Wärme- und Stoffübertragung werden durch thermodynamische Modelle beschrieben. Insbesondere für den Thermosiphon-Austreiber werden anhand des Modells die Wirkung verschiedener Einflussgrößen herausgearbeitet.

In *Kapitel 5* werden Experimente zur Fallfilmverdampfung beschrieben. In einem Vorversuch wurde der Wärmeübergang an einem Fallfilmverdampfer mit minimalem Kältemittelumlauf untersucht. Die Verdampfung des Kältemittels erfolgt an der Außenseite von mit Heißwasser beheizten, strukturierten Kupferrohren. Aus den Ergebnissen wurde die Konstruktion des Rauchgas-beheizten Fallfilmverdampfers für den Einsatz in der AWP abgeleitet.

In *Kapitel 6* werden die experimentellen Ergebnisse des Betriebs der Versuchsanlage eines vollständigen Sorptionskreislaufs beschrieben. Der Verdampfer wird anstelle des Rauchgases aus einer Biomassefeuerung, mit einem Wasserdampf-Luft-Gemisch beheizt. Der Anlagenmaßstab entspricht mit einer Verdampferleistung von 10 kW dem zu erwartenden Wärmegewinn aus dem Rauchgas eines 50 kW Heizkessels. Das Betriebsverhalten des Thermosiphon-Austreibers wird im Detail analysiert und die Messergebnisse mit den Ergebnissen des Rechenmodells verglichen.

In *Kapitel 7* wird der Inhalt der gesamten Arbeit zusammengefasst.



## **2. Absorptionswärmepumpe – Einbindung in die Brennwertnutzung bei Biomassefeuerungen**

In diesem Kapitel wird zunächst auf die Grundlagen der Brennwertnutzung bei Biomassefeuerungen eingegangen. Dazu wird das Potential der Brennwertnutzung und die Steigerung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads anhand der Verbrennungsrechnung aufgezeigt. Außerdem werden am Markt verfügbare Brennwertwärmeübertrager vorgestellt. Daraufgehend wird auf die Grundlagen des Kälte- bzw. Wärmepumpenkreislaufs eingegangen und der thermische Wärmepumpenprozess der Absorptionswärmepumpe genauer betrachtet. Auch bei der Sorptionstechnik wird ein Überblick über den Stand der Apparatechnik gegeben. Abschließend werden relevante Forschungsarbeiten vorgestellt und der Forschungsbedarf zur Erfüllung der gegebenen Aufgabenstellung abgeleitet.

### **2.1. Brennwertnutzung bei Biomassefeuerungen**

#### **2.1.1. Grundlagen und Potential der Brennwertnutzung**

Bei der Verbrennung von Holzhackschnitzeln in handelsüblichen Feuerungsanlagen zur Wärmeerzeugung werden je nach Brennstoffqualität und -feuchte Kesselwirkungsgrade im Bereich von 83 bis 93 % erreicht [10]. Die Rauchgastemperatur bei Austritt aus dem Kessel beträgt bei Volllast etwa 130 bis 200 °C [11]. Als wichtige Kenngröße bezeichnet der Heizwert die bei der Verbrennung freiwerdende Wärmeenergie bezogen auf die Brennstoffmasse. Dabei wird angenommen, dass der bei der Verbrennung entstehende Wasserdampf dampfförmig vorliegt. Wird die Kondensationswärme des Wasserdampfs berücksichtigt, erhält man den Brennwert [10]. Eine Berechnung des Heizwerts nach DIN EN ISO 18125:2017-08 [12] erfolgt aus einer experimentellen Bestimmung des Brennwertes mit Abkühlung der Verbrennungsgase auf eine Bezugstemperatur von 25 °C. Der Heizwert von Holz wird weniger von der Holzart, als vom Wassergehalt beeinflusst. Um verschiedene Brennstoffe vergleichen zu können, werden die Werte der absolut trockenen Brennstoffe herangezogen. Für einen Wassergehalt von 0 % liegt der Heizwert unterschiedlicher Holzarten im Bereich zwischen 18,2 MJ/kg (Eiche) und 19,2 MJ/kg (Kiefer) [13].

Bei der Brennwerttechnik wird durch Auskühlung des Rauchgases auf Temperaturen unterhalb des Taupunktes neben der sensiblen Wärme auch die Kondensationswärme nutzbar gemacht. Der auf den Heizwert bezogene Wirkungsgrad der Feuerung lässt sich dadurch auf über 100 % steigern. Der Wassergehalt im Rauchgas setzt sich aus dem im Brennstoff enthaltenen Wasser, das durch Verdampfung freigesetzt wird und dem bei der chemischen Reaktion der Verbrennung entstehenden Wasser zusammen. Wie in Abbildung 2.1 zu sehen, werden auch bei Brennstoffen mit einem niedrigen Wassergehalt von 10 % bereits 0,6 kg

Wasser pro kg Brennstoff gebildet. Die Taupunkttemperatur steigt mit zunehmendem Wassergehalt im Rauchgas. Die Taupunktunterschreitung und eine Auskühlung auf tiefst mögliche Rauchgastemperaturen sind maßgebend für eine maximale Ausnutzung der Kondensationswärme. Handelsübliche Rauchgaswärmeübertrager übertragen die Rauchgaswärme direkt auf den Rücklauf des Heiznetzes, die Grädigkeit des Wärmeübertragers und die Rücklauftemperatur bestimmen dabei die mögliche Wirkungsgradsteigerung. [14] [8]

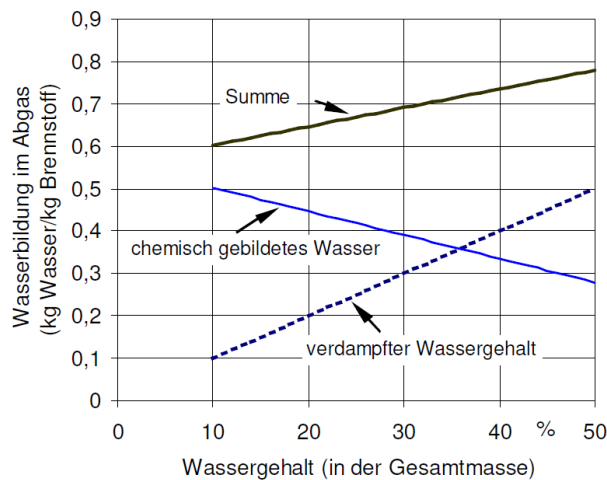


Abbildung 2.1: Bei der Verbrennung gebildetes Wasser aus 1 kg Fichtenholz mit unterschiedlichem Brennstoffwassergehalt aus [14]

### Verbrennungsrechnung

Anhand der Verbrennungsrechnung (nach [15] und [16]) lässt sich die Rauchgaszusammensetzung nach der Verbrennung im Kessel bestimmen, abhängig von dem eingesetzten Brennstoff und den Verbrennungsparametern. Der Wasserdampfanteil im Rauchgas legt den Taupunkt und die maximal mögliche Kondensationswärme fest. Folgende Annahmen werden für die Rechnung getroffen:

- Die Verbrennungsreaktion läuft vollständig ab – die reaktionsfähigen Bestandteile werden vollständig oxidiert
- Die Rauchgase verhalten sich wie ideale Gase
- Der Brennstoff Holz setzt sich aus den Hauptelementen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O) mit einem mittlerem Elementverhältnis entsprechend der Summenformel  $\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$  zusammen
- Die Zusammensetzung der Luft entspricht 21 Vol.-% Sauerstoff und 79 Vol.-% Stickstoff

Der zur Erzeugung der Nutzwärmeleistung  $\dot{Q}_K$  erforderliche Brennstoffmassenstrom  $\dot{M}_{BS}$  hängt vom Heizwert  $H_u$  des Brennstoffs sowie dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad  $\eta_f$  ab. Er lässt sich nach Gleichung (2.1) berechnen.

$$\dot{M}_{BS} = \frac{\dot{Q}_K}{H_u \eta_f} = \frac{\dot{M}_{BS} H_u - \dot{Q}_{RG,V}}{H_u \eta_f} \quad (2.1)$$

Ausgangspunkt der Berechnung ist die Massenbilanz gemäß Glg. (2.2). Die Massenanteile der Hauptelemente ( $c, h, o$ ) werden nach Glg. (2.3) unter Berücksichtigung der Summenformel  $CH_{1,44}O_{0,66}$  und des im Brennstoff enthaltenen Wassergehalts ( $w$ ) bezogen auf die Masse des feuchten Brennstoffs ermittelt.

$$c + h + o + w = 1 \quad (2.2)$$

$$c = \frac{M_C}{M_{BS}}, \quad h = \frac{M_{H_2}}{M_{BS}}, \quad o = \frac{M_{O_2}}{M_{BS}}, \quad w = \frac{M_{H_2O}}{M_{BS}} \quad (2.3)$$

Der für eine vollständige Verbrennung notwendige minimale Sauerstoffbedarf  $O_{2,min}$  in kmol/kg(BS) errechnet sich aus der Summe der Stoffmengen der einzelnen Elemente. Gleichung (2.4) berücksichtigt dabei auch den Sauerstoff, der durch den Brennstoff in den Prozess eingebracht wird.

$$O_{2,min} = \left( \frac{c}{\mathcal{M}_C} + \frac{1}{2} \frac{h}{\mathcal{M}_{H_2}} - \frac{o}{\mathcal{M}_{O_2}} \right) \quad (2.4)$$

Die molaren Massen betragen für Kohlenstoff  $\mathcal{M}_C=12$  kg/kmol, Wasserstoff  $\mathcal{M}_{H_2}=2$  kg/kmol und Sauerstoff  $\mathcal{M}_{O_2}=32$  kg/kmol. Bei einer Luftzusammensetzung mit einem Sauerstoffanteil von 21 Vol.-% und der Annahme des idealen Gaszustandes mit dem Standardvolumen von 22,4 m<sup>3</sup>/kmol, ergibt sich der minimale Luftbedarf  $L_{min}$  in m<sup>3</sup>/kg(BS):

$$L_{min} = 22,4 \frac{m^3}{kmol} \cdot \frac{O_{2,min}}{0,21} \quad (2.5)$$

Biomasseheizkessel werden mit einem Luftüberschuss betrieben, um eine vollständige Verbrennung zu garantieren. Die Luftüberschusszahl  $\lambda$  beschreibt das Verhältnis von zugeführter Luftmenge  $L_{real}$  zu der für die stöchiometrischen Verbrennung benötigten Luftmenge  $L_{min}$ .

$$\lambda = \frac{L_{real}}{L_{min}} \quad (2.6)$$

Das Rauchgasvolumen setzt sich zusammen aus den Volumina von Kohlenstoffdioxid, Wasserdampf – der sowohl aus dem Wassergehalt des Brennstoffs als auch aus der chemischen Reaktion von Wasserstoff und Sauerstoff entsteht – sowie den Luftbestandteilen Stickstoff und Sauerstoff. Letzterer kommt im Falle einer überstöchiometrischen Verbrennung ( $\lambda > 1$ ) vor. [17]

$$V_{RG} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{Luft} \quad (2.7)$$

Mit:

$$V_{CO_2} = 22,4 \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}} \cdot \frac{c}{\mathcal{M}_C} \quad (2.8)$$

$$V_{H_2O} = 22,4 \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}} \cdot \left( \frac{h}{\mathcal{M}_{H_2}} + \frac{w}{\mathcal{M}_{H_2O}} \right) \quad (2.9)$$

$$V_{Luft} = V_{O_2} + V_{N_2} = (\lambda - 0,21) \cdot L_{min} \quad (2.10)$$

Die Taupunkttemperatur ergibt sich aus dem Partialdruck des Wasserdampfes im Rauchgas. Sie entspricht der Sättigungstemperatur des herrschenden Wasserdampf-Partialdrucks  $p_{H_2O}$ , der Ergebnis der Verbrennungsreaktion ist. Das Verhältnis von  $p_{H_2O}$  zum Absolutdruck  $p_A$  entspricht dem Volumenanteil des Wasserdampfs im gesamten Rauchgasvolumen.

$$p_{H_2O} = p_A \cdot \frac{V_{H_2O}}{V_{RG}} \quad (2.11)$$

$$T_{Tau} = T_{sat}(p_{H_2O}) \quad (2.12)$$

Die Nutzwärmeleistung des Kessels  $\dot{Q}_K$  bestimmt sich aus der Feuerungswärmeleistung abzüglich der Rauchgasverluste  $\dot{Q}_{RG,V}$  nach Glg. (2.14). Eine Reduzierung der Rauchgasverluste kann durch eine Verringerung des Rauchgasmassenstroms oder eine Absenkung der Rauchgasaustrittstemperatur  $T_{RG}$  erreicht werden. Der Rauchgasmassenstrom lässt sich durch Vermeidung eines hohen Luftüberschusses bei der Verbrennung oder eine Reduktion des Wasserdampfanteils im Rauchgas, zum Beispiel durch Brennstofftrocknung, reduzieren. Die Rauchgastemperatur kann beispielsweise durch weitere Nutzung der Rauchgaswärme im Heizsystem abgesenkt werden.

$$\dot{Q}_K = \dot{M}_{BS} H_U - \dot{Q}_{RG,V} \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_{RG,V} = \dot{M}_{RG} c_{p,RG} T_{RG} \quad (2.14)$$

Kann die im Rauchgas enthaltene Wärme nach Austritt aus dem Kessel weiter verwertet und das Rauchgas in einem nachgeschalteten Wärmeübertrager so weit ausgekühlt werden, dass

es zur Kondensation des enthaltenen Wasserdampfs kommt, führt das zur Verringerung der Rauchgasverluste. Zum einen durch Absenkung der Rauchgastemperatur und darüber hinaus durch zusätzliche Nutzung der Kondensationswärme des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfs. Das ermöglicht eine Steigerung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads gemäß Glg. (2.15), in den der zusätzliche Wärmegewinn aus der Kondensation  $\dot{Q}_{Kond}$  mit eingeht. [8]

$$\eta_f = \frac{(\dot{M}_{BS}H_U - \dot{Q}_{RG,V} + \dot{Q}_{Kond})}{\dot{M}_{BS}H_U} \quad (2.15)$$

Abbildung 2.2 zeigt als Ergebnis aus der Verbrennungsrechnung die Abhängigkeit des feuerungstechnischen Wirkungsgrads von der Rauchgastemperatur, unter Berücksichtigung der Luftüberschusszahl der Verbrennung  $\lambda$  und des Brennstoffwassergehalts  $w$ . Mit abnehmender Rauchgastemperatur steigt der Wirkungsgrad zunächst linear an. Bei Unterschreitung der Taupunkttemperatur kommt es aufgrund der einsetzenden Wasserdampf-Kondensation zu einem sprunghaften Anstieg des Wirkungsgrads. In experimentellen Untersuchungen wird beobachtet, dass die Kondensation weniger abrupt einsetzt als aus der Rechnung hervorgeht. In dieser wird die Rauchgastemperatur einer ideal durchmischten Strömung angenommen. Der Kontakt des Rauchgasstroms mit der gegenüber der Taupunkttemperatur unterkühlten Wärmeübertragerfläche führt dazu, dass Kondensation lokal bereits auftritt, bevor die Kernströmung die Taupunkttemperatur unterschreitet [18][19]. Die erreichbare Wirkungsgradsteigerung durch Auskühlung des Rauchgases hängt maßgeblich vom Niedertemperaturniveau des zur Verfügung stehenden Mediums ab, zum Beispiel dem Heiznetzrücklauf, auf den die Wärme übertragen wird. So wird für einen absoluten Feuchtegehalt im Brennstoff von 30 % und eine Verbrennung mit  $\lambda=1,5$  (Taupunkt 54 °C) bei einer Auskühlung auf 60 °C eine Wirkungsgradsteigerung von 89,6 % (Rauchgasaustrittstemperatur 150 °C) auf 95,8 % erzielt. Bei einer Auskühlung auf 30 °C steigt der Wirkungsgrad auf 108 %, entsprechend einer Steigerung um 18,4 %-Punkte gegenüber dem Ausgangszustand bei einer Rauchgastemperatur von 150 °C. Der maximale Wirkungsgrad bei einer theoretischen Auskühlung auf 0 °C beträgt 113 %.

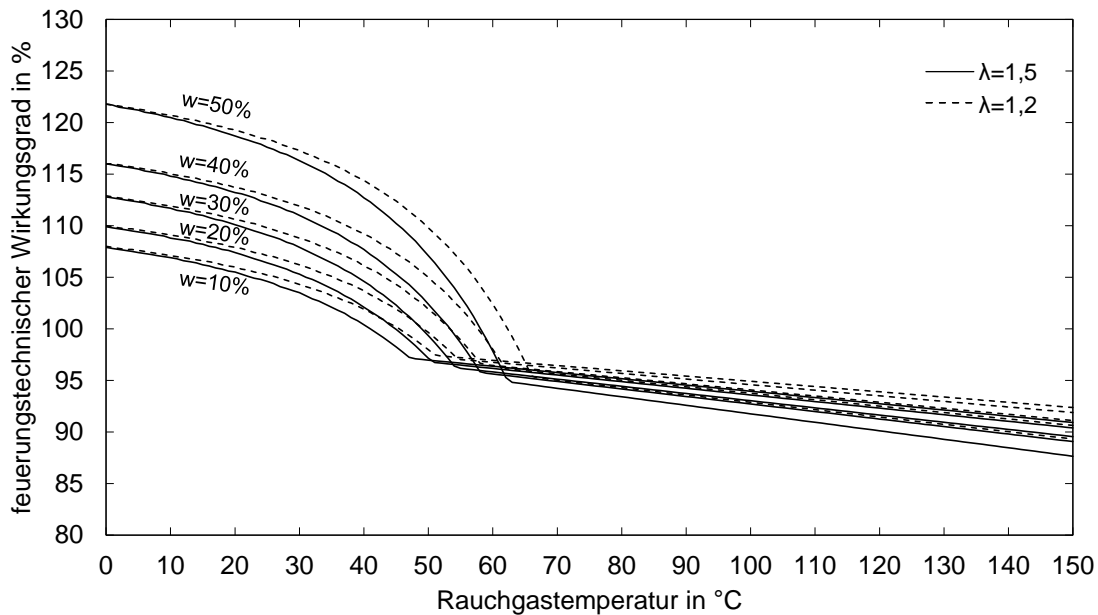


Abbildung 2.2: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bezogen auf den Heizwert als Funktion der Rauchgastemperatur bezogen auf Umgebungsdruck (1013 mbar) und Umgebungstemperatur (0 °C) für eine mittlere Brennstoffzusammensetzung von Holz ( $\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$ ) und verschiedene Wassergehalte  $w$  nach [7]

### 2.1.2. Konventionelle Rauchgaswärmeübertrager

Rauchgaswärmeübertrager für Holz-befeuerte Heizkessel werden von einigen Herstellern als Zusatzgerät angeboten. Damit wird eine direkte Wärmeübertragung vom Kesselrauchgas auf den Rücklauf des Wärmenetzes bewerkstelligt. Als beispielhafte Anordnung sind in Abbildung 2.3 Kessel und Brennwertgerät dargestellt. In dieser Konfiguration umströmt das Rauchgas eine wassergekühlte Rohrspirale, das entstandene Kondensat läuft über den Sumpf ab und das ausgekühlte Rauchgas tritt über den Kamin aus. Die Geräte werden je nach Anbieter sowohl für Pellet- als auch Hackschnitzelkessel eingesetzt. Bei Pellets, deren Wassergehalt mit  $w \leq 10\%$  [20] im Vergleich zu Holzhackschnitzeln mit  $w \leq 55\%$  [21] meistens deutlich niedriger ist, ergibt sich bei derselben Auskühlungstemperatur eine geringere Kondensationsmenge und damit eine geringere Wirkungsgradsteigerung. Voraussetzung für die Taupunktunterschreitung sind niedrige Rücklauftemperaturen, wobei zusätzlich die Grädigkeit des Wärmeübertragers berücksichtigt werden muss. Beispielsweise gibt die Firma Fröling [22] bei einer Rücklauftemperatur von 30 °C eine erzielbare Rauchgasaustrittstemperatur nach dem Wärmeübertrager von 40 °C bis 70 °C an. Die Firma Rennergy gibt für ihr Brennwertgerät [23] und Rücklauftemperaturen <45 °C eine Rauchgasaustrittstemperatur von 60 °C bis 80 °C an. Gemessen an den Angaben zur Rauchgasaustrittstemperatur bleibt dementsprechend ein Großteil der Kondensationswärme trotz Einsatz des Rauchgaswärmeübertragers ungenutzt.

Wesentlicher Bestandteil der Rauchgaswärmeübertrager ist eine Reinigungseinheit. Durch die hohe Staubbelastung im Rauchgas kommt es zu Ablagerungen an den Wärmeübertragerrohren, die in regelmäßigen Abständen durch Wassereindüsung wieder entfernt werden können. Mittels der Verbrennung nachgeschalteter Partikelabscheider wie zum Beispiel Zyklon-Abscheider, Elektroabscheider oder Gewebefilter kann die Staubbelastung im Rauchgas auch bereits vor Eintritt in den Wärmeübertrager reduziert werden [16]. Prinzipiell lassen sich die Staubemissionen bei Einsatz eines Brennwertgerät deutlich vermindern, da durch den Kondensationsvorgang im Wärmeübertrager Staubpartikel aus dem Rauchgas mit dem Kondensat ausgewaschen werden. Trotz dieses Effekts entstehen Ablagerungen an der Wärmeübertragerfläche und eine regelmäßige Reinigung der Wärmeübertragerrohre ist unumgänglich. In der Regel werden die Wärmeübertrager aus korrosionsbeständigem Material gefertigt, da das entstehende Kondensat durch die gelösten Verbrennungsgase Eigenschaften einer Säure annimmt. [14][24]

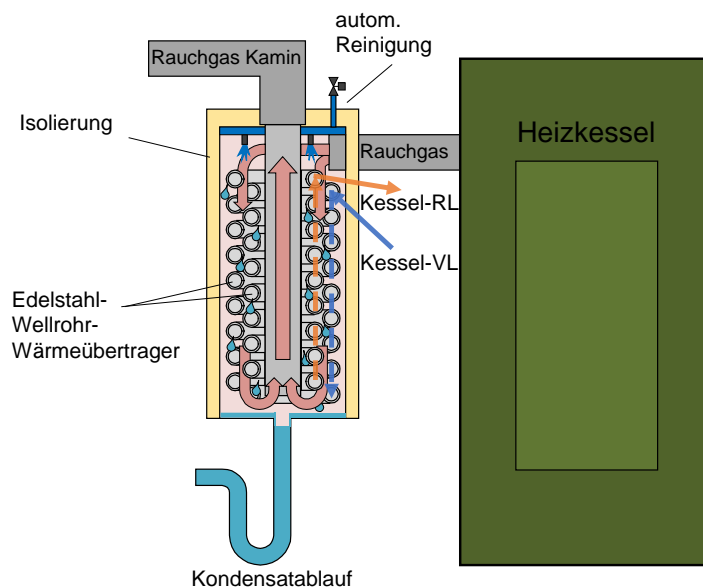


Abbildung 2.3: Rauchgaswärmeübertrager der Firma Hargassner nach [25]

Begünstigt durch hohe Rauchgastemperaturen und hohe Rücklauftemperaturen treten in dem Rauchgaswärmeübertrager rauchgasseitig trockene Stellen auf, bevor die Rauchgaskondensation einsetzt und die Wärmeübertragerflächen mit dem Kondensatfilm benetzt werden. An diesen Stellen wird das Material durch die hohe Temperaturbelastung verstärkt beansprucht und Korrosionsmechanismen ausgesetzt. Um dem entgegenzuwirken, kann dem Rauchgaswärmeübertrager eine Wasserquenche vorgeschaltet werden. Dabei wird kontinuierlich Frischwasser oder Kondensat in das heiße Rauchgas eingedüst. Das zugeführte Wasser verdampft in Kontakt mit dem heißen Rauchgas und kühlt es bis zur Kühlgrenztemperatur ab. Das Rauchgas tritt nun auf niedrigerem Temperaturniveau und durch den aufgenommenen Wasserdampf in nahezu gesättigten Zustand in den Kondensator ein.

Dies bringt den Vorteil eines klar definierten Eintrittszustands und stellt einen feuchten Betrieb sicher. [26]

Nachteilig lässt sich bei der Wasserquenche der erhöhte Energieverbrauch durch das Pumpen des Quenchwassers und der je nach Betriebsweise deutlich höhere Frischwasserverbrauch bewerten. Zusätzlich ist der apparative Aufwand durch die Wasserquenche signifikant höher. [16][27]

## **2.2. Absorptionswärmepumpen**

In diesem Kapitel werden das Funktionsprinzip und die Berechnung des einstufigen Sorptionskreislaufs sowie die Verschaltung einstufiger Anlagen zu mehrstufigen Anlagen vorgestellt. Außerdem wird der aktuelle Stand der Apparatechnik aufgezeigt. Die Grundlagen der Sorptionstechnik werden in zahlreichen Literaturquellen deutlich ausführlicher beschrieben als es in dieser Arbeit geschieht. Hier sei insbesondere auf die Werke von Alefeld und Radermacher [28], Herold et al. [29], Ziegler [30] oder Schweigler [31] verwiesen, die unter anderen für dieses Kapitel herangezogen wurden.

### **2.2.1. Einstufige Absorptionswärmepumpe**

Heizen und Kühlen sind Prozesse, bei denen einem System Energie in Form von Wärme zugeführt oder entzogen wird, um einen Temperaturunterschied zur Umgebung zu erhalten. Wärmepumpen und Kältemaschinen sind thermodynamische Apparate, die zu diesem Zweck eingesetzt werden. Dabei durchläuft ein Fluid als Arbeitsmedium, das sogenannte Kältemittel, einen Kreisprozess mit zwei verschiedenen Druckniveaus, bei denen Wärme zu- und abgeführt wird. Das Kältemittel wird durch Wärmezufuhr bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur verdampft, der entstehende Dampf wird auf ein höheres Druckniveau angehoben und unter Wärmeabgabe wiederum kondensiert. Anschließend wird das Kältemittel entspannt und der Kreislauf auf niedrigem Druckniveau neu begonnen. Die wesentliche Stoffeigenschaft des Kältemittels ist die Druckabhängigkeit der Sättigungstemperatur. Diese wird in der Dampfdruckkurve abgebildet. Die spezifische Dampfdruckkurve des Kältemittels ist entscheidend für den erreichbaren Temperaturhub, also die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke ( $T_1$ ) und Wärmequelle ( $T_0$ ), der bei einer bestimmten Druckdifferenz ( $P_1-P_0$ ) (Druckhub) erreicht werden kann.

Während Wärmepumpen auf die Nutzwärme abzielen, die bei der Wärmeabgabe durch den Kondensationsvorgang entsteht, machen sich Kältemaschinen den Wärmeentzug bei der Verdampfung des Kältemittels zunutze. Es handelt sich dabei um einen linksläufigen Kreisprozess, dem Arbeit zugeführt werden muss. Im Falle der Kompressionswärmepumpen beziehungsweise -kältemaschinen wird für den Druckhub zwischen Verdampfer und



Kondensator ein mechanischer Verdichter eingesetzt. Abbildung 2.4 zeigt den Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe mit den Hauptkomponenten Verdampfer V, Verdichter und Kondensator K.

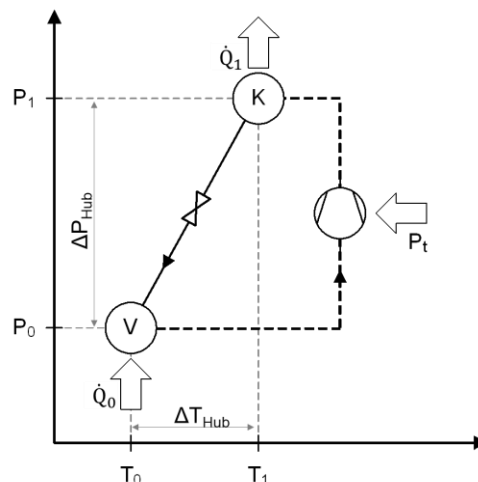


Abbildung 2.4: Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe im p,T-Diagramm nach [29]

Neben der mechanisch angetriebenen Wärmepumpe können auch thermisch angetriebene Wärmetransformationsprozesse genutzt werden, bei denen die Antriebsenergie des Kreisprozesses nicht elektrisch, sondern in Form eines Wärmestroms auf einem Temperaturniveau  $T > T_{\text{Umgebung}}$  zugeführt wird. Man unterscheidet dabei je nach Lage der Temperaturniveaus der Wärmequellen und -senken zwischen thermisch angetriebener Wärmepumpe, Kältemaschine und thermisch angetriebenem Wärmetransformator. Das Prinzip der Prozesse ist in Abbildung 2.5 links für Wärmepumpe und Kältemaschine und rechts für den Wärmetransformator dargestellt. Bei der thermisch angetriebenen Wärmepumpe beziehungsweise Kältemaschine wird auf niedrigem Temperaturniveau  $T_0$  Umgebungswärme aufgenommen (beziehungsweise Kälte „erzeugt“) und auf mittlerem Temperaturniveau  $T_1$  Wärme abgegeben, dazu muss Antriebswärme auf hohem Temperaturniveau  $T_2$  zugeführt werden. Bei einem Wärmetransformator wird der Prozesskreislauf umgekehrt und im Vergleich zur Wärmepumpe bzw. Kältemaschine nicht links- sondern rechtsläufig betrieben. Eine auf mittlerem Temperaturniveau  $T_1$  zugeführte Antriebswärme  $Q_1$  wird dadurch auf ein höheres Temperaturniveau angehoben, während gleichzeitig ein Teil der Antriebswärme auf niedrigerem Temperaturniveau abgegeben wird. Auf den Wärmetransformator wird nachfolgend nicht tiefergehend eingegangen, für einen umfassenden Überblick über die Anwendung von Wärmetransformatoren sei zum Beispiel auf Cudok et al. [32] verwiesen.

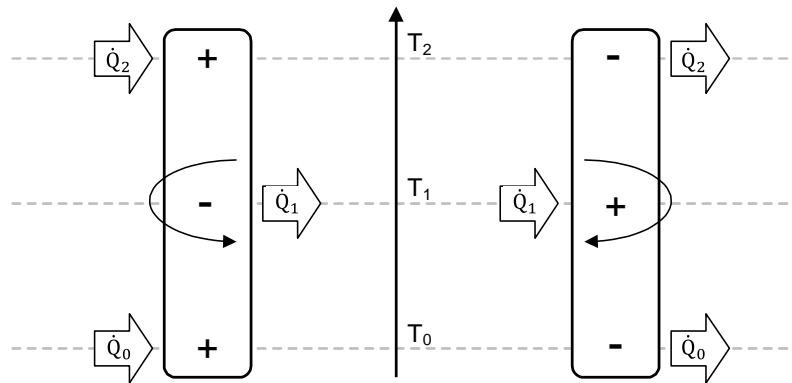


Abbildung 2.5: Wärmetransformationsprozess Wärmepumpe und Kältemaschine (links) und Wärmetransformator (rechts) nach [30]

Der thermische Wärmetransformationsprozess lässt sich durch einen Sorptionsprozess technisch umsetzen und wird nachfolgend für eine Absorptionswärmepumpe genauer beschrieben. Der Kreisprozess ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Eine einstufige Absorptionswärmepumpe hat neben Verdampfer (V) und Kondensator (K) noch zwei weitere Hauptkomponenten, den Absorber (A) und den Generator (G). Neben dem Kältemittelkreislauf zirkuliert in einem zweiten Kreislauf die Sorptionslösung [15]. Der Kreislauf der Sorptionslösung dient der thermischen Kompression und ermöglicht den Druckhub von  $P_0$  auf  $P_1$  zwischen Verdampfer und Kondensator. Auf niedrigem Druckniveau wird durch Wärmezufuhr im Verdampfer das Kältemittel verdampft und der entstandene Kältemitteldampf im Absorber von der konzentrierten/kältemittelarmen Sorptionslösung absorbiert. Diese wird daraufhin als verdünnte/kältemittelreiche Sorptionslösung bezeichnet. Bei diesem exotherm ablaufenden Absorptionsprozess wird Wärme freigesetzt.

Eine Lösungspumpe fördert die reiche Sorptionslösung auf das höhere Druckniveau zum Generator. Dort wird unter Wärmezufuhr der Kältemitteldampf durch einen Siedevorgang ausgetrieben. Die Sorptionslösung liegt nun wieder im armen Zustand vor und fließt über ein Expansionsventil zurück zum Absorber, wo sich der Kreislauf der Sorptionslösung schließt. Über den Lösungswärmeübertrager (LWÜ) zwischen Generator und Absorber wird Wärme von der heißen, armen Lösung an die reiche Lösung abgegeben, um Wärmeverluste zu minimieren. Der Kältemitteldampf strömt zum Kondensator, wird unter Wärmefreisetzung verflüssigt und fließt zurück in den Verdampfer. Betrachtet man den Kreislauf als verlustfrei, können die übertragenen Leistungen an den Wärmeübertragern über die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels  $r$  und die Lösungswärme  $l$  bestimmt werden. An Verdampfer und Kondensator wird dann allein die Verdampfungsenthalpie bzw. Kondensationsenthalpie des Kältemittels freigesetzt. Im Absorber wird neben der Kondensationsenthalpie durch den Absorptionsprozess des Kältemittels in der LiBr-Lösung auch Lösungswärme freigesetzt ( $r + l$ ), im Generator wird diese Wärme beim

Desorptionsprozess ( $r + l$ ) wiederum aufgenommen. Für diese grundlegende Darstellung wird die Druckabhängigkeit der Verdampfungsenthalpie und der Drosselverlust bei der isenthalpen Entspannung vom Kondensator zum Verdampfer vernachlässigt. Analoges gilt für den Wärmeumsatz  $r + l$  am Generator und Absorber.

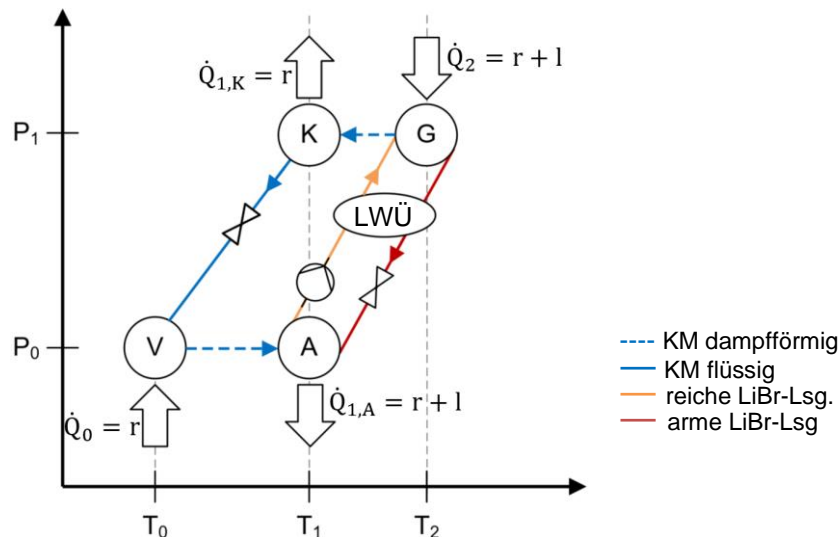


Abbildung 2.6: Sorptionskreislauf einer einstufigen Wärmepumpe nach [15]

### Arbeitsmittelstoffpaar

Das erreichbare Druck- und Temperaturniveau der Absorptionswärmepumpe wird durch das Arbeitsmittelstoffpaar, bestehend aus Kältemittel und Sorbens, bestimmt. Aufgrund ihrer Eigenschaften werden häufig die Arbeitsmittelstoffpaare Wasser (Kältemittel) und Lithiumbromid (Sorbens) oder Ammoniak (Kältemittel) und Wasser (Sorbens) für Absorptionswärmepumpen eingesetzt. Die Stoffeigenschaften des Arbeitspaares lassen sich im Lösungsfeld für verschiedene Mischungsverhältnisse bzw. Lösungskonzentrationen darstellen – vom reinen Kältemittel bis hin zur gesättigten Lösung (Kristallisationsgrenze). Hierbei ist die Lösungskonzentration  $x$  definiert als das Massenverhältnis aus Masse des Sorbens (z.B. LiBr)  $M_{LiBr}$  zur gesamten Masse, bestehend aus Sorbens und Kältemittel  $M_{KM}$ .

$$x = \frac{M_{LiBr}}{M_{LiBr} + M_{KM}} \quad (2.16)$$

Im weiteren Verlauf wird das Stoffpaar Wasser/LiBr betrachtet, dessen Lösungsfeld in Abbildung 2.7 im sogenannten Van t'Hoff Diagramm dargestellt ist, eine vorteilhafte Auftragung der Form  $\ln p$  über  $(-1/T)$ . Durch Anwendung der integrierten Form der Clausius-Clapeyron Gleichung gemäß Glg. (2.17), unter Berücksichtigung der Lösungswärme und Verdampfungsenthalpie, ergeben sich bei konstanter Lösungskonzentration Geraden für den Dampfdruck, die auch als Isosteren bezeichnet werden. Die Steigung der Isosteren ist abhängig von der Verdampfungsenthalpie  $r$  und der Lösungswärme  $l$ .

$$\ln \frac{p}{p_0} = \frac{r + l(x)}{R} \cdot \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) \quad (2.17)$$

Als eine weitere gebräuchliche Darstellung des Lösungsfelds ist das sogenannte Dühring-Diagramm zu nennen, bei dem die Taupunkttemperatur des Kältemittels über der Gleichgewichtstemperatur der Lösung aufgetragen wird. Dabei sind die Isosteren ebenfalls Geraden, deren Steigung eine Funktion der Dühringkoeffizienten ist, die in Abhängigkeit der Lösungskonzentration  $x$  experimentell ermittelt wurden [33].

Die Siedetemperatur der Wasser/LiBr-Lösung ( $x > 0$ ) steigt mit zunehmender Konzentration und ist bei gleichem Dampfdruck stets höher als die Siedetemperatur des reinen Kältemittels bei  $x = 0$ . Die Siedepunkterhöhung erlaubt, das Kältemittel aus der LiBr-Lösung auf höherem Temperaturniveau auszutreiben als auf dem Temperaturniveau, bei dem das reine Kältemittel verdampft wurde. Dies stellt das grundlegende Prinzip des Absorptionswärmepumpenprozesses dar. Wird die Lösungskonzentration so weit erhöht, dass die Lösung übersättigt, ist die sogenannte Kristallisationsgrenze erreicht, die den Übergang von der flüssigen zur festen Phase kennzeichnet. Die Siedepunkterhöhung wird folglich durch die Kristallisationsgrenze des Stoffpaares begrenzt. Eine Kristallisation der Sorptionslösung in der Anlage kann zur Beschädigung von Anlagekomponenten sowie dem Erliegen des Prozesses führen und sollte durch entsprechende Vorkehrungen vermieden werden.

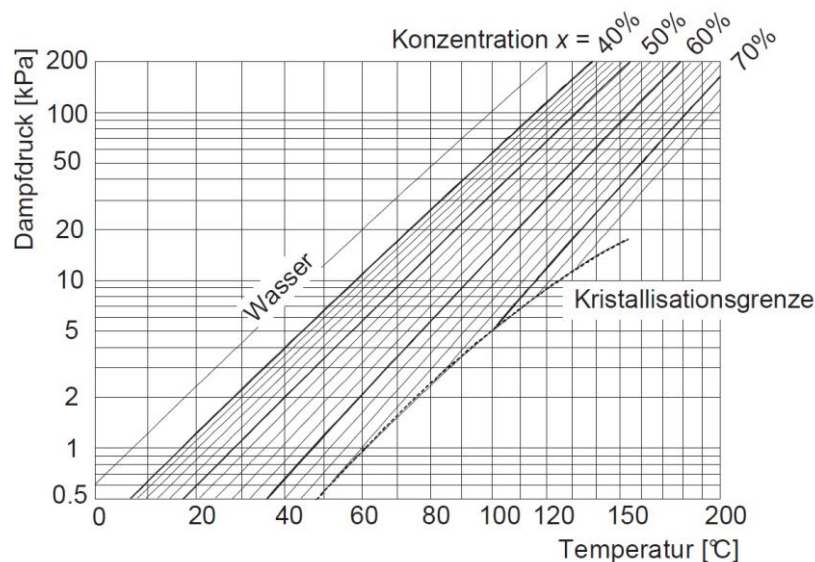


Abbildung 2.7: Lösungsfeld des Stoffpaares Wasser/Lithiumbromid im  $\ln p/(-1/T)$ -Diagramm (van t'Hoff-Diagramm) [34]

Das Lösungsfeld des Stoffpaares macht erkenntlich, wie der Arbeitsbereich der Sorptionswärmepumpe von den Stoffeigenschaften des Stoffpaares eingegrenzt wird und somit bei welchen externen Betriebsparametern der Kreisprozess realisiert werden kann. Wird der Kreisprozess in das Lösungsfeld von Abbildung 2.7 eingezeichnet, können die internen Prozessparameter (Druck, Temperatur und Konzentration) der Hauptkomponenten bei den

möglichen Betriebspunkten des Wärmepumpenkreislaufs abgelesen werden. Diese Darstellung wird beispielsweise in Kapitel 4.2.2 für die Erörterung der Randbedingungen des Absorptionskreisprozesses gewählt.

Des Weiteren wird die Ankopplung der AWP an die externen Wärmeträger genauer betrachtet, wobei die Grädigkeit der Wärmeübertrager berücksichtigt wird. Eine untere Grenze des Arbeitsbereichs stellt der Gefrierpunkt des Kältemittels dar, der von der internen Prozessstemperatur im Verdampfer nicht unterschritten werden sollte. Der maximal mögliche externe Temperaturhub von Wärmeaufnahme bei niedrigem Temperaturniveau im Verdampfer zu Wärmeabgabe bei mittlerem Temperaturniveau im Absorber wird durch die Kristallisationsgrenze begrenzt. Die geforderten Temperaturniveaus der Wärmeaufnahme im Verdampfer und Wärmeabgabe über Absorber und Kondensator geben über den Dampfdruck an der Wasserlinie ( $x=0$ ) das obere und untere Druckniveau vor. Ausgehend von der dem Druck- und Temperaturniveau entsprechenden Lösungskonzentration im Absorber, ist durch die Steigung der Isosteren die notwendige Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Generator festgelegt. Über die daraus resultierende Prozessstemperatur im Generator kann die notwendige Temperatur der Antriebswärme bestimmt werden. [28]

#### Effizienz:

Zur Beurteilung der Effizienz des Kreisprozesses wird das Wärmeverhältnis, englisch Coefficient of Performance (COP), verwendet, welches das Verhältnis von Nutzwärme zu aufgewendeter Antriebswärme ins Verhältnis setzt. Im Falle einer Absorptionskältemaschine entspricht das dem Leistungsumsatz im Verdampfer im Verhältnis zu dem Leistungsumsatz am Generator. Im Falle einer Absorptionswärmepumpe wird die nutzbare Wärme über Absorber und Kondensator abgegeben. Damit lassen sich die Wärmeverhältnisse folgendermaßen darstellen:

	Kältemaschine	Wärmepumpe	
$COP =$	$\frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_G}$	$\frac{\dot{Q}_A + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_G}$	(2.18)

Wie bei der Beschreibung des Sorptionskreislaufs zu Abbildung 2.6 bereits erläutert, können die übertragenen Wärmeleistungen an den Komponenten auch vereinfacht durch die Verdampfungs- bzw. Kondensationsenthalpie  $r$  und die Lösungsenthalpie  $l$  ausgedrückt werden, wenn die Verluste im internen Prozesskreislauf vernachlässigt werden und angenommen wird, dass das Kältemittel bzw. die Lösung im Gleichgewichtszustand in die Wärmeübertrager eintritt und austritt. Für das Wärmeverhältnis erhält man dann:

	Kältemaschine	Wärmepumpe	
$COP_{max} =$	$\frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_G} = \frac{r}{r+l}$	$\frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G} = \frac{r + (r+l)}{r+l}$	(2.19)

Da die Lösungswärme für das Stoffpaar Wasser/LiBr und auch alle anderen bekannten Stoffpaare einen Wert  $l > 0$  annimmt, ist der maximal erreichbare Wert für das Wärmeverhältnisses begrenzt. Für eine Kältemaschine gilt stets  $COP < 1$  beziehungsweise für eine Wärmepumpe  $COP < 2$ . Die Enthalpien  $r$  und  $l$  können dabei als temperatur- und druckunabhängig angenommen werden, die Lösungswärme  $l$  wird überwiegend durch die Salzkonzentration bestimmt. Für das Arbeitsstoffpaar LiBr/Wasser nimmt der Wert der Lösungswärme bei einer Änderung der Lösungskonzentration von 45 Gew.% auf 65 Gew.% von 4 % auf 16 % der Verdampfungsenthalpie zu [31]. In diesem Konzentrationsbereich beträgt der verlustfreie, maximale COP einer Wärmepumpe demnach 1,96 bei 45 Gew.% und 1,86 bei 65 Gew.%.

Der COP lässt sich auch durch die internen Prozesstemperaturen ausdrücken, dazu werden der erste und zweite Hauptsatz der Thermodynamik herangezogen. Nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik kann die Energiebilanz

$$\dot{Q}_A + \dot{Q}_K = \dot{Q}_V + \dot{Q}_G \quad (2.20)$$

aufgestellt werden. Wird der Kreisprozesse als *reversibel* betrachtet, erfolgt keine Entropieerzeugung und es gilt nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$d\dot{S} = \frac{d\dot{Q}}{dT} = 0 \quad (2.21)$$

Die über  $\dot{Q}_V$  und  $\dot{Q}_G$  zugeführten Entropieströme werden dem System über  $\dot{Q}_A$  und  $\dot{Q}_K$  wieder entzogen.

$$\dot{S}_V + \dot{S}_A + \dot{S}_K + \dot{S}_G = \frac{\dot{Q}_V}{T_0} - \frac{\dot{Q}_A}{T_1} - \frac{\dot{Q}_K}{T_1} + \frac{\dot{Q}_G}{T_2} = 0 \quad (2.22)$$

Für den COP erhält man unter Anwendung des 1. Hauptsatzes und Glg. (2.18) nun

	Kältemaschine	Wärmepumpe	
$COP_{max} =$	$\frac{T_0(T_2 - T_1)}{T_2(T_1 - T_0)}$	$\frac{T_1(T_2 - T_0)}{T_2(T_1 - T_0)}$	(2.23)

Ein Kreisprozess, der diesen maximalen COP erreicht, wird auch als *endoreversibel* bezeichnet. Das heißt, der interne Kreisprozess wird als reversibel, ohne Entropieerzeugung, angenommen und die auftretenden Irreversibilitäten in den Wärmeübertragern durch die Temperaturdifferenz zwischen internem Prozessmedium und externen Wärmeträgern, die sich

aufgrund endlicher Wärmeübertragerflächen nicht vermeiden lassen, werden berücksichtigt. Für die internen Prozesstemperaturen  $T_i$  und die Temperaturen der externen Wärmeträger  $t_i$  gilt folglich

$$T_i \neq t_i; \quad i = V, A, K, G \quad (2.24)$$

Wird nicht nur der interne Kreisprozess als reversibel angenommen, sondern werden auch die Irreversibilitäten in den Wärmeübertragern vernachlässigt, sodass die internen Temperaturen ( $T_i$ ) den Temperaturen der externen Wärmeträger entsprechen ( $t_i$ ), wird das Wärmeverhältnis als  $COP_{rev}$  bezeichnet.

Der  $COP_{endo}$  stellt eine realistische Obergrenze für die Beurteilung der Effizienz dar und kann im Vergleich zu dem  $COP_{rev} > COP_{endo}$  als der theoretisch erreichbare Maximalwert bezeichnet werden.

#### realer Kreisprozess:

Der reversible Kreisprozess berücksichtigt in den Hauptkomponenten ausschließlich den Wärmeumsatz beim Phasenwechsel des Kältemittels. Allerdings wäre das nur durch eine ideale interne Wärmeübertragung zu erreichen, damit sich das Kältemittel bei Eintritt und Austritt in die Hauptkomponenten stets im Sättigungszustand befindet. Bei *realen* Kreisprozessen ist die interne Wärmeübertragung nur begrenzt möglich, stattdessen findet der zusätzliche Wärmeumsatz in den Hauptkomponenten mit Wärmeübertrag an die externen Wärmeträger statt. Diese zusätzlichen Wärmebeiträge, die sowohl im Kältemittelkreislauf als auch im Lösungsmittelkreislauf auftreten, beeinflussen das Wärmeverhältnis. Als Beispiel wird folgend der Generator betrachtet. Tritt die reiche Sorptionslösung unterkühlt in den Generator ein, muss ein Teil der Antriebswärme dafür aufgebracht werden, die reiche Lösung bis zur Sättigungstemperatur zu erwärmen und es steht ein geringerer Anteil der Antriebswärme für die Austreibung des Kältemittels zur Verfügung. Das führt zu einer Reduktion des Kältemittelmassenstroms und damit zu einem geringeren Leistungsumsatz im Verdampfer. Folglich reduziert sich das Wärmeverhältnis von Verdampfer zu Generator. Durch die Wärmeübertragung von der armen auf die reiche Lösung im Lösungswärmeübertrager kann dieser Verlustbeitrag im Generator zwar verringert aber nicht auf null reduziert werden – auf diesen Sachverhalt wird im nachfolgenden Abschnitt „Kenngrößen und Berechnung“ nochmals genauer eingegangen.

Die verlustbehafteten Prozessschritte beim realen Kreisprozess lassen sich wie folgt beschreiben:

- Der Kältemitteldampf tritt vom Generator kommend in überhitztem Zustand in den Kondensator ein. Die Abwärme zur Kühlung des Dampfes bis zum Erreichen der Kondensationstemperatur wird auf den externen Wärmeträger übertragen.
- Durch die Druckänderung von Kondensator zu Verdampfer kommt es zur Teil-Verdampfung des Kältemittels. Dadurch wird die Kältemitteltemperatur abgesenkt, um die Gleichgewichtstemperatur bei dem niedrigeren Verdampferdruckniveau zu erreichen (Entspannungsverdampfung). Der verdampfte Anteil des Kältemittels steht für die Wärmeaufnahme der Niedertemperaturwärme im Verdampfer nicht mehr zur Verfügung.
- Der Kältemitteldampf tritt vom Verdampfer kommend unterkühlt in den Absorber ein und muss auf das höhere Absorbententemperaturniveau erwärmt werden.
- Die kältemittelarme Lösung tritt überhitzt in den Absorber ein und muss bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustand abgekühlt werden.
- Die kältemittelreiche Lösung vom Absorber kommend tritt unterkühlt in den Generator ein und muss bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustands erwärmt werden.

Weitere Irreversibilitäten treten in Lösungs- bzw. Kältemittelpumpe, durch Druckverluste, Wärmeverluste etc. auf.

### Kenngößen und Berechnung

Durch den Absorptions- und Desorptionsvorgang ändert sich die Lösungskonzentration um die sogenannte Ausgasungsbreite  $\Delta x$ .

$$\Delta x = x_a - x_r \quad (2.25)$$

Das Kältemittel  $\dot{m}_{KM}$  wird aus der kältemittelreichen Lösung  $\dot{m}_r$  ausgetrieben, wodurch die kältemittelarme Lösung  $\dot{m}_a$  zurück bleibt.

$$\dot{m}_{KM} = \dot{m}_r - \dot{m}_a \quad (2.26)$$

Für den Zusammenhang zwischen Konzentration und Massenströme gilt:

$$\frac{x_r}{x_a} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r} \quad (2.27)$$

Das Verhältnis der Massenströme von reicher Lösung zu Kältemittel wird als spezifischer Lösungsumlauf  $f$  bezeichnet.

$$f = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{KM}} \quad (2.28)$$



Die Berechnung des einstufigen Absorptionskreislauf erfolgt über die Aufstellung von Energiebilanzen für die einzelnen Komponenten.

$$\text{Verdampfer:} \quad \dot{Q}_V = -\dot{m}_{KM} \cdot h'(T_K) + \dot{m}_K \cdot h''(T_V) \quad (2.29)$$

$$\text{Absorber:} \quad \begin{aligned} \dot{Q}_A = & -\dot{m}_{KM} \cdot h''(T_V) - \dot{m}_{LiBr,a} \cdot h_{LiBr,a}(T_{A,a}, x_a) \\ & + \dot{m}_{LiBr,r} \cdot h_{LiBr,r}(T_{A,r}, x_r) \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\text{Generator:} \quad \begin{aligned} \dot{Q}_G = & -\dot{m}_{LiBr,r} \cdot h_{LiBr,r}(T_{G,r}, x_r) + \dot{m}_{LiBr,a} \cdot h_{LiBr,a}(T_{G,a}, x_a) \\ & + \dot{m}_{KM} \cdot h''(T_G) \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\text{Kondensator:} \quad \dot{Q}_K = -\dot{m}_{KM} \cdot h''(T_G) + \dot{m}_{KM} \cdot h'(T_K) \quad (2.32)$$

Hierbei ist  $T_K$  die Sättigungstemperatur des Kältemittels im Kondensator bei dem Druckniveau  $P_1$  und  $T_V$  die Sättigungstemperatur im Verdampfer bei dem Druckniveau  $P_0$ . Als  $T_{G,a}$  wird die Gleichgewichtstemperatur der LiBr-Lösung bei Austritt aus dem Generator bei dem Druckniveau  $P_1$  und der Lösungskonzentration  $x_a$  bezeichnet und als  $T_{A,r}$  die Lösungstemperatur bei Austritt aus dem Absorber bei  $P_0$  und der Konzentration  $x_r$ .

Zur Reduzierung der sensiblen Wärmebeiträge in Generator und Absorber findet über den Lösungswärmeübertrager eine Wärmerückgewinnung von armer auf reiche Lösung statt. Die in den Absorber eintretende arme LiBr-Lösung wird über den Lösungswärmeübertrager von  $T_{G,a}$  auf die Temperatur  $T_{A,a}$  abgekühlt und die in den Generator eintretende reiche Lösung dadurch auf  $T_{G,r}$  erwärmt. Durch die Änderung der Lösungskonzentration ergibt sich zwangsläufig für die zwischen Absorber und Generator umlaufende Sorptionslösung ein geringerer Wärmekapazitätsstrom der armen Lösung als der reichen Lösung.

$$\dot{m}_{LiBr,a} \cdot c_{p,LiBr,a} < \dot{m}_{LiBr,r} \cdot c_{p,LiBr,r} \quad (2.33)$$

Dadurch kommt es selbst unter Annahme einer unendlich großen Lösungswärmeübertragerfläche zwar zu einer Abkühlung der vom Generator kommenden armen LiBr-Lösung auf die Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem Absorber, die reiche Lösung kann aber nicht bis auf die Generatöraustrittstemperatur erwärmt werden. Die maximal übertragbare Leistung  $\dot{Q}_{LW\ddot{U},max}$  ist demnach:

$$\dot{Q}_{LW\ddot{U},max} = \dot{m}_{LiBr,a} \cdot c_{p,LiBr,a} (T_{G,a} - T_{A,r}) \quad (2.34)$$

Bei endlicher Wärmeübertragerfläche wird die arme Lösung nur auf eine Temperatur  $T_{A,e} > T_{A,r}$  ausgekühlt und die reiche Lösung auf eine Temperatur  $T_{G,e} < T_{G,a}$  erwärmt. In Generator und Absorber fallen deswegen sensible Wärmebeiträge an. Die dadurch zusätzlich aufzubringende Wärmeleistung im Generator führt zu einer Verringerung des COPs. Die

Effizienz des Kreisprozesses wird maßgeblich von der Effizienz des Lösungswärmeübertragers beeinflusst, die über den Wirkungsgrad  $\eta_{LWÜ}$  beschrieben werden kann. [35]

$$\eta_{LWÜ} = \frac{\dot{Q}_{LWÜ}}{\dot{Q}_{LWÜ,max}} = \frac{\dot{m}_{LiBR,a} \cdot c_{p,a} (T_{G,a} - T_{A,e})}{\dot{m}_{LiBR,a} \cdot c_{p,a} (T_{G,a} - T_{A,r})} \quad (2.35)$$

### 2.2.2. Mehrstufige Absorptionswärmepumpen

Der einstufige Kreisprozess ist in seiner Effizienz und dem erreichbaren Temperaturhub begrenzt. Durch die Kopplung einstufiger Kreisprozesse zu mehrstufigen Absorptionskreisläufen kann die Effizienz gesteigert und/oder ein höherer Temperaturhub erreicht werden. Somit lässt sich der Anwendungsbereich der AWP deutlich erweitern. Schon die Kombination zweier einstufiger Absorptionskreisläufe bietet eine Vielzahl an Verschaltungsvarianten, diese wurden ausgehend von Arbeiten Alefelds et al. zum Beispiel in [36] [37] [30] [31] beschrieben und weiterentwickelt. In dieser Arbeit werden nachfolgend exemplarisch nur ausgewählte Varianten vorgestellt, die ein breites Anwendungsgebiet abdecken.

Eine AWP mit zweistufigem Kreisprozess, die eine höhere Effizienz durch doppelte Nutzung der Antriebswärme erreicht, wird als Double-Effect AWP bezeichnet. Sie hat neben den vier Hauptkomponenten des einstufigen Kreislaufs zwei zusätzliche Wärmeübertrager, einen Kondensator und einen Generator, die auf einem Druckniveau  $P_2 > P_1$  arbeiten. Wie in Abbildung 2.8 dargestellt, wird auf einem Druckniveau  $P_2$  dem Generator  $G_2$  Antriebswärme zugeführt. Das ausgetriebene Kältemittel wird in dem Kondensator  $K_2$  kondensiert und die freiwerdende Wärme dem Generator  $G_1$ , der auf dem Druckniveau  $P_1$  arbeitet, zugeführt und dadurch wiederum Kältemittel ausgetrieben. Die Antriebswärme wird also doppelt genutzt, sie wird auf dem Druck- und Temperaturniveau 2 eingekoppelt und zusätzlich auf dem Druck- und Temperaturniveau 1 genutzt. Die Effizienz des Gesamtprozesses lässt sich dadurch im Vergleich zu einem einstufigen Kreisprozess erhöhen, reale Anlage erreichen COPs von etwa 1,2 bis 1,4. Der Temperaturhub ( $T_1 - T_0$ ) entspricht dem der einstufigen Anlage.

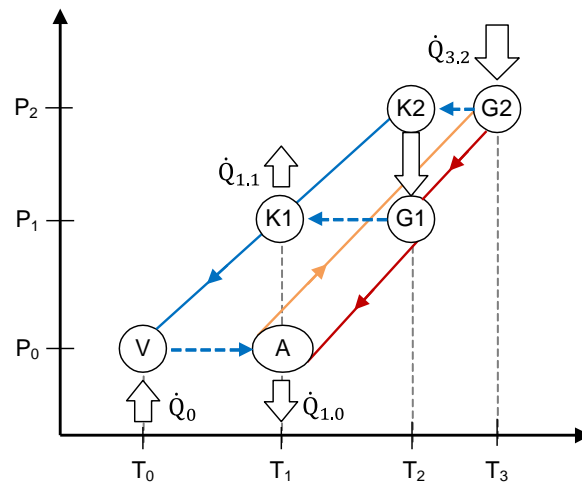


Abbildung 2.8: Prozessschema Double-Effect-Absorptionswärmepumpe nach [31]

Eine zweistufige AWP, die einen höheren Temperaturhub erreicht, wird als Double-Lift AWP bezeichnet. Es gibt zwei Ausführungsformen, die nachfolgend beschrieben werden. Ausführungsform 1 (Abbildung 2.9a): Mit einem zusätzlichen Absorber und Generator wird ein zweiter LiBr-Lösungsumlauf zwischen den Druckniveaus  $P_1$  und  $P_2$  betrieben. Es sind zwei Antriebswärmeströme erforderlich, die dem Generator  $G_2$  auf dem Druckniveau  $P_2$  und dem Generator  $G_1$  auf dem Druckniveau  $P_1$  zugeführt werden. Der im Generator  $G_1$  ausgetriebene Kältemitteldampf wird dem Absorber  $A_1$  zugeführt und dort von der vom Generator  $G_2$  kommenden LiBr-Lösung absorbiert. Über den Kondensator  $K$  (Druckniveau  $P_2$ ), Absorber  $A_1$  (Druckniveau  $P_1$ ) und Absorber  $A_0$  (Druckniveau  $P_0$ ) wird Wärme auf dem Temperaturniveau  $T_1$  abgegeben. Die Hintereinanderschaltung der zwei LiBr-Lösungskreisläufe ermöglicht den höheren Temperaturhub. Der COP ist gegenüber dem einstufigen Kreisprozess reduziert (ca. 0,35-0,4), da insgesamt mehr Dampf ausgetrieben wird (in  $G_1$  und  $G_2$ ), aber nur der Kältemitteldampf aus  $G_2$  für die Aufnahme von Niedertemperaturwärme in  $V_0$  zur Verfügung steht, während der Dampf aus  $G_1$  nur zur Lösungsverdünnung in  $A_1$  genutzt wird.

Ausführungsform 2 (Abbildung 2.9b): Hier wird der höhere Temperaturhub durch Wärmeabgabe auf dem Temperaturniveau  $T_2$  über einen zusätzlichen Absorber und Verdampfer auf der Druckstufe  $P_1$  erzielt. Generator und Kondensator werden auf der Druckstufe  $P_2$  betrieben. Die Wärme aus dem Absorber  $A_0$  wird dem Verdampfer  $V_1$  zugeführt und für die Verdampfung eines Teilstroms des aus dem Kondensator  $K_2$  kommenden Kältemittels genutzt. Der Kältemitteldampf wird im Absorber  $A_1$  von der armen Lösung aus dem Generator  $G_2$  unter Wärmeabgabe auf dem Temperaturniveau  $T_2$  absorbiert. Die Wärmeabgabe im Kondensator  $K_2$  erfolgt ebenfalls auf dem Temperaturniveau  $T_2$ . Durch den zusätzlichen Verdampfer  $V_1$  wird nicht der gesamte ausgetriebene Kältemitteldampf in  $V_0$  umgesetzt.

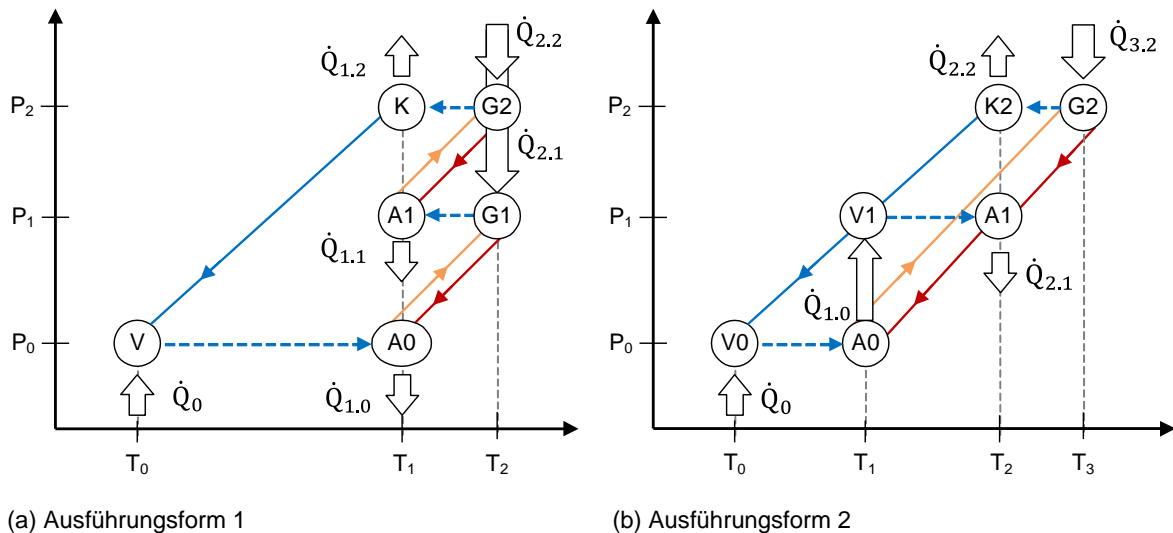


Abbildung 2.9: Kreislaufschema Double-Lift-Absorptionswärmepumpe nach [31]

Ein sinnvoller Einsatzbereich der Double Effect und Double Lift Konzepte ist bei Antriebstemperaturen  $>160\text{ °C}$  gegeben. Mehrstufige Kreisläufe (Multi-Lift, Multi-Effect) können prinzipiell, entsprechend dem Anwendungsfall, in beliebig vielen Stufen ausgelegt und auch kombiniert werden. Die höhere Komplexität erschwert jedoch die wirtschaftliche Anwendung.

### 2.2.3. Stand der Apparatechnik

Die Sorptionstechnik hat bereits seit Anfang des 20. Jahrhunderts zunehmend an Bedeutung gewonnen und sich stetig weiterentwickelt. In den letzten Jahrzehnten hat sich der Markt für Absorptionskältemaschinen größerer Leistungsklassen bis 30 MW mit dem Stoffpaar LiBr/Wasser auf den asiatischen Raum konzentriert. Hersteller und Produktionsstätten sind vor allem in China (Shuangliang Eco-Energy Co.), Indien (Thermax), Japan (Yazaki) und Südkorea (Hyundai Climate Control Co.) zu finden. Weitere Großhersteller von Maschinen kommen aus den USA (Carrier, York, Trane). Die Entwicklung von Absorptionskältemaschinen kleinerer Leistungsbereiche (8 bis 50 kW), deren Einsatzbereiche vor allem in der solaren Kühlung und in Kraft-Wärme-Kopplungssystemen liegen, wurde seit etwa 1995 auch verstärkt in Europa vorangetrieben [38]. Initiiert durch Forschungsarbeiten konnten sich dadurch deutsche Anbieter von Absorptionskältemaschinen etablieren. Die Firma EAW Energieanlagenbau bietet Absorptionskältemaschinen im Leistungsbereich 15-250 kW [39] an, die Firma Bälz bietet Maschinen im Leistungsbereich von 50-500 kW an [40].

Die Wärmeübertrager der Absorptionskältemaschinen werden im Hinblick auf die Verwendung von Wasser als Kältemittel, bei niedrigen Betriebsdrücken, überwiegend als Fallfilmapparate ausgeführt mit horizontalen oder gewickelten Rohrbündeln. Die Wärmeübertrager gleicher Druckstufe, also Verdampfer und Absorber, sowie Generator und Kondensator, befinden sich

meist paarweise in einem Behälter. In den Rohren strömt das Heiß-, Kühl- oder Kaltwasser und die Aufgabe der LiBr-Lösung oder des Kältemittels erfolgt auf der Mantelseite der Rohre in der obersten Rohrlage des Wärmeübertragers. Eine Reduktion des Bauvolumens lässt sich über eine optimale Anpassung der Rohrbündelgeometrie oder den Einsatz von Plattenwärmeübertragern erreichen. [41]

In AWP werden standardmäßig mechanische Pumpen eingesetzt, für die Umwälzung des Kältemittels zur Berieselung des Verdampfers und um die Sorptionslösung vom niedrigen Druck im Absorber zum Austreiber zu befördern. Die Pumpen können unkompliziert regelungstechnisch eingebunden werden und steuern den für die Effizienz des Kreisprozesses maßgebenden Lösungsumlauf. Allerdings stellen Pumpen auch immer wieder einen Störfaktor bei dem Betrieb der bei niedrigen Drücken betriebenen Anlagen dar. Die geförderten Flüssigkeiten befinden sich nahe dem Siedepunkt, sodass es zur Kavitation im Zulauf zur Pumpe kommen kann. Zudem müssen Pumpen gewartet werden und können Leckagen ins System bringen. Alternativ kann der Lösungsumlauf auch thermisch angetrieben werden. Nach dem Prinzip einer Blasenpumpe wird die LiBr-Lösung durch aufsteigende Kältemitteldampfblasen gefördert, die durch die Wärmezufuhr aus der Lösung ausgetrieben werden. Altenkirch stellt 1922 erstmals eine AWP mit einem Thermosiphon-Austreiber vor, bei dem Lösungsumlauf und Austreibung des Kältemittels kombiniert in dem Austreiber stattfinden [42]. Die Vakuumdichtheit lässt sich dadurch verbessern, es befinden sich keine bewegten Teile in der korrosiven LiBr-Lösung und der Einsatz an elektrischer Hilfsenergie wird reduziert. Außerdem können im Austreiber hohe Wärmeübergänge durch die Zweiphasenströmung erwartet werden. Als prominentes Beispiel ist die AWP WFC-10 der Firma Yazaki zu nennen, die in den 1990er Jahren auf den Markt gebracht wurde und überwiegend für die solare Kühlung eingesetzt wurde. Neben der Lösungspumpe wird bei dieser Anlage auch auf die Kältemittelumlaufpumpe verzichtet. [43]

### **2.3. Forschungsarbeiten zu angepassten Absorptionswärmepumpen**

Nachfolgend werden ausgewählte Forschungsarbeiten zu angepassten Absorptionswärmepumpen und -kältemaschinen vorgestellt, die sich mit der Komponentenentwicklung von Rauchgas-beheizten Verdampfern und Thermosiphon-Austreibern und/oder innovativen Ansätzen zur Systemkopplung von AWP und Biomasseheizkesseln auseinandersetzen und dementsprechend relevant für die vorliegende Arbeit sind.

#### Rauchgaswärmeübertrager/Verdampfer

Im Forschungsprojekt „FluePump - Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen“ wurde ein neuartiger

Rauchgaswärmeübertrager für eine gasbefeuerte AWP (Stoffpaar: Wasser/NH<sub>3</sub>) untersucht, der die Wärme aus dem Rauchgas (Brennerleistung 12,5 kW) direkt auf das Kältemittel der AWP überträgt und das Rauchgas unter Ausnutzung des Brennwerteffekts auskühlt. Der Verdampfer wurde als Lamellenrohrbündel gestaltet mit mantelseitig geführter Rauchgasströmung und rohrseitiger Kältemittelverdampfung. Wichtige Erkenntnisse aus der Gestaltung des Wärmeübertragers waren zwei Effekte, die sich leistungsmindernd auswirkten. Zum einen traten Druckverluste auf Seite der Kältemittelverdampfung auf und zum anderen wurde das entstehende Kondensat durch die aufwärtsgerichtete Rauchgasströmung teilweise wieder von dem Rauchgas aufgenommen. [44]

Neben dem Wärmeübergang auf Seite der Rauchgasströmung stellt auch der Wärmeübergang bei der Kältemittelverdampfung eine Herausforderung dar. Untersuchungen zu Benetzung und Wärmeübergang in Verdampfern finden sich äußerst zahlreich in der Literatur wieder. Vielmals konnte nachgewiesen werden, dass der Einsatz von Rohren oder Platten mit strukturierter Oberfläche gegenüber glatten Oberflächen zu einer deutlichen Verbesserung des Wärmeübergangs führt und die Benetzung auch bei geringen Aufgabemengen aufrechterhalten werden kann [45][46]. Speziell für Untersuchungen des Wärmeübergangs an unterschiedlichen Makro-Strukturen (Rippen, Rillen, usw.) und Mikro-Strukturen (Coatings, Oberflächenbehandlung) für die Verdampfung von Wasser im Niederdruckbereich im Kontext von Absorptions- und Adsorptionskältemaschinen wird auf Arbeiten von Witte [47], Volmer [48], Lanzerath [49] und Seiler [50] verwiesen. Bei der kapillargestützten Dünnschicht-Verdampfung konnten Wärmeübergangskoeffizienten bis 5,7 kW/(m<sup>2</sup>K) (Makrostruktur) bzw. bis 13,4 kW/(m<sup>2</sup>K) (Makro- und Mikrostruktur) erzielt werden, was im Vergleich zu den Messungen an Glattrohren eine mindestens 10-fache Verbesserung darstellt.

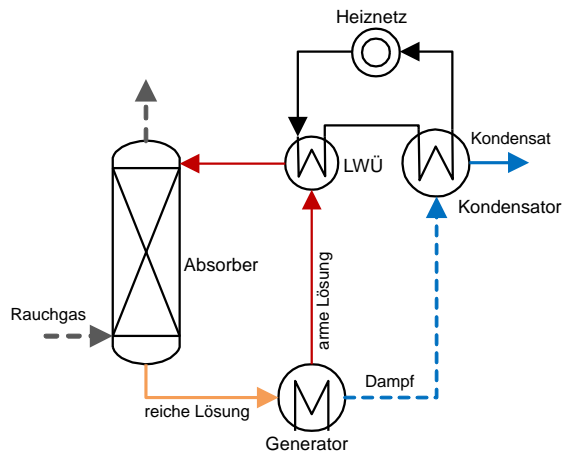
### Absorptionswärmepumpen und Biomassefeuerungen

Im Forschungsprojekt „ActiveCond – Aktive Abgaskondensation mit Wärmepumpen zur Effizienzsteigerung bei seriennahen, automatisch beschickten Biomassefeuerungen“ wurde die technische Realisierbarkeit von Systemen zur Rauchkondensation unter Verwendung einer Wärmepumpe untersucht. Bei der Analyse verschiedener Wärmepumpensysteme wurden bei Absorptionswärmepumpen die hohen Investitionskosten, der begrenzte Temperaturbereich sowie die Auskopplungsmöglichkeit der Antriebswärme für Nachrüstmodelle nachteilig bewertet und die Kompressionswärmepumpe als vorteilhaftere Systemlösung weiter untersucht. Das Rauchgas wurde nach Austritt aus dem Kessel mit Quenchwasser gekühlt, das dann als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient. Der Wirkungsgrad kann durch die Abgaskondensation deutlich verbessert werden. Für die ökonomische Bewertung von Kesselgrößen um 50 kW wurde eine positive Bilanz gezogen.

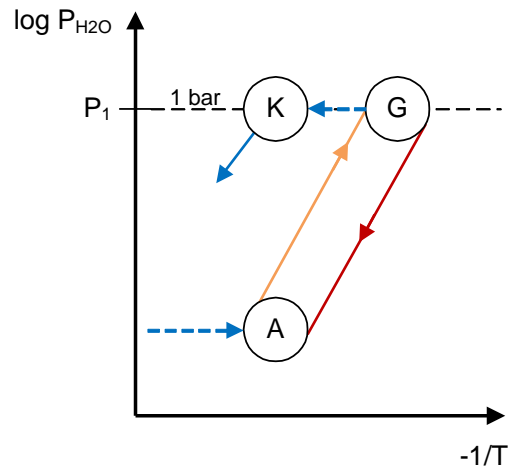
Weiterer Forschungsbedarf ergibt sich aus dem Projekt hinsichtlich einer direkten Beaufschlagung des Verdampfers der Wärmepumpe mit dem Rauchgas aus der Biomassefeuerung. Durch direkten Wärmeübertrag vom Rauchgas auf den Verdampfer der Wärmepumpe ließe sich der Materialaufwand reduzieren. Für eine höhere Wirtschaftlichkeit wird entgegen der anfänglichen Vorbehalte die Untersuchung wärmebetriebener Wärmepumpen empfohlen. [51]

### Offene Sorption

An der Martin-Luther-Universität Halle Wittenberg wurden verschiedene Forschungsarbeiten zur Abwärmenutzung und -entfeuchtung durch offene Absorptionskreisprozesse durchgeführt [52 bis 55]. Bachmann untersuchte die Wärmerückgewinnung bei Biomasserauchgasen durch einen offenen Absorptionskreisprozess. Bei dem offenen Absorptionsverfahren wird das Rauchgas direkt in Kontakt mit dem Sorbens, einer hygroskopischen Lösung, gebracht. Als Stoffpaar wurde Calciumnitrat/Wasser und Calciumchlorid/Wasser untersucht. Der Wasserdampf des Rauchgases wird von der Sorptionslösung absorbiert, das Rauchgas wird entfeuchtet und ausgekühlt bis die Temperatur des Absorptionsbeginns erreicht ist. Die Absorption des Wasserdampfes in der Salzlösung führt zu einem relativem Feuchtegehalt im Rauchgas weit unter 100 % und ermöglicht somit eine weitreichende Ausnutzung der Kondensationswärme. Die Sorptionslösung erwärmt sich durch den Absorptionsprozess. Für die weitere Verwertung wird die Wärme aus der aufgeheizten Lösung ausgekoppelt. Ein vereinfachtes Prinzipschaubild ist in der nachfolgenden Abbildung 2.10 zu sehen. Im Absorber wird das Rauchgas entthitzt und der enthaltene Wasserdampf wird von der im Gegenstrom von oben nach unten rieselnden Sorptionslösung absorbiert. Im Generator wird die wässrige Sorptionslösung wiederum aufkonzentriert. Der ausgetriebene Kältemitteldampf wird im Kondensator unter Wärmeabgabe an den externen Wärmeträger verflüssigt und aus dem Prozess abgeschieden. Die heiße arme Sorptionslösung gibt über den Lösungswärmeübertrager Wärme an den externen Wärmeträger ab und wird in den Absorber gepumpt. Kondensator und Austreiber arbeiten bei Umgebungsdruck, das Nutztemperaturniveau liegt bei bis zu 100 °C. [53]



(a) Schaubild



(b) Prozesskreislauf im  $\log P_{\text{H}_2\text{O}}$  (Wasserdampf-partialdruck) über  $1/T$  Diagramm

Abbildung 2.10: Prinzip der offenen Sorption nach [53]

Am Bayerischen Zentrum für angewandte Energieforschung (ZAE Bayern) wurde die Entfeuchtung von Abgas aus Pellet-Kleinfeuerungsanlagen ebenfalls durch einen offenen Absorptionsprozess erprobt. Als Sorptionsmittel wurde hier Lithiumchlorid eingesetzt [56]. Die technische Umsetzung und das Funktionsprinzip der Abgaskondensation konnten bei beiden offenen Sorptionsprozessen bestätigt werden. Wirtschaftliche Gründe und der hohe operative Aufwand erschweren den Einsatz des Systems. Die hohe korrosive Wirkung der Sorptionslösung auf die Anlagenteile verlangt nach dem Einsatz von Spezialwerkstoffen (Titan). Das schwefelhaltige Abgas aus der Biomassefeuerung reagiert mit der Sorptionslösung und kann zu Beschädigungen an den Wärmeübertragern führen. Hinzu kommen Staub- und Aschepartikel im Abgas der Biomassefeuerung, die sich ebenfalls in der Sorptionslösung anreichern. Ein umfangreiches Reinigungssystem für das Abgas vor dem Kontakt mit der Sorptionslösung wird empfohlen.

Ebenfalls am ZAE Bayern wurde im Forschungsprojekt „BioWap“ [57] eine mittels Holzhackschnitzeln direkt befeuerte zweistufige Absorptionswärmepumpe entwickelt, die zur Wärme- und Kältebereitstellung eingesetzt werden kann. Der innovative Hochtemperatur-Generator wurde dabei in den Feuerraum des Biomasseheizkessels (100 kW) integriert. Für die Wärmelieferung unter den typischen Betriebsbedingungen von Nahwärmenetzen mit Rücklauftemperaturen um 50 °C wird die Anlage im zweistufigen Betriebsmodus (Double-Lift) eingesetzt, so dass Heizzahlen von nur etwa 1,3 erreicht werden können.

#### Absorptionskältemaschinen/-wärmepumpen ohne Kältemittelumlauf- und Lösungspumpe

Die ehemals kommerziell verfügbare Absorptionskältemaschine WFC10 der Firma Yazaki, die keine mechanischen Pumpen benötigt, kam in diversen Forschungsprojekten zum Einsatz und ihr Betriebsverhalten wurde umfassend untersucht. Hier wird auf Arbeiten aus Spanien [58]



[59] und aus Deutschland [60] [43] verwiesen. Im Betrieb hat sich gezeigt, dass das Anlagenkonzept mit thermisch angetriebener Umwälzung der Sorptionslösung die Einhaltung der festgelegten Temperatur der Antriebswärme in engen Grenzen erfordert. Andernfalls stellt sich mit dem Rückgang der Kälteleistung ein merklicher Rückgang der Anlageneffizienz ein. Der dem Betriebskonzept geschuldeten Abnahme der Effizienz bei Teillastbetrieb kann mit einer geeigneten Regelstrategie entgegengewirkt werden [43].

Dassler [61] vergleicht in seiner Arbeit zwei Absorptionskältemaschine (Kälteleistung bis 5 kW) mit thermosiphonischem und mechanischem Antrieb, zur Nutzung niederwertiger Wärme wie zum Beispiel aus der solaren Wärmeerzeugung. Der konzipierte Verdampfer ist aus Spiralrippenrohren aufgebaut, die mit geringen Flüssigkeitsmengen beaufschlagt werden. Untersuchungen an einem Einzelrohr mit einem Kernrohrdurchmesser von 18,6 mm, das mit einem Kältemittelvolumenstrom von 0,5-2,5 L/h beaufschlagt wurde, ergaben einen Wärmeübergangskoeffizienten auf Seite der Kältemittelverdampfung von  $1,7 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ . Eine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Aufgabemenge konnte nicht festgestellt werden. Im Thermosiphon-Austreiber konnten Wärmedurchgangskoeffizienten von  $0,46 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ , beziehungsweise Wärmeübergangskoeffizienten von  $0,7 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  gemessen werden. Die Untersuchung der Abhängigkeit des Lösungsumlaufs von der Teillast lieferte einen eindeutigen Zusammenhang zwischen höherer treibenden Temperaturdifferenz und höherem Lösungsumlauf.

Riepl analysierte äußerst umfassend Strömungsverhalten und Wärmeübertragung eines Hochtemperatur-Naturumlauf-austreibers [62]. Anhand einer breiten Variation von Prozessparametern und Siederohrgeometrien erfolgte die Charakterisierung des Betriebsverhaltens. Fokus der Arbeit war unter anderem eine höhenaufgelöste Ermittlung des lösungsseitigen Wärmeübergangskoeffizienten im Siederohr. In der Versuchsanlage wurden Werte zwischen  $0,2$  und  $15 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  im einphasigen Strömungsbereich und zwischen  $1$  und  $20 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  im zweiphasigen Strömungsbereich ermittelt. Vorgängerarbeiten zum Rauchgas betriebenen Hochtemperaturaustreiber wurden von Plura [35, 63] und Kren [63] angefertigt.

## **2.4. Kurzzusammenfassung**

Das Potential der Wirkungsgraderhöhung durch Brennwertnutzung an Hackschnitzel-befeuerten Heizkesseln ist mit einer Steigerung um bis zu 20 % äußerst vielversprechend. Konventionell werden für diesen Zweck wassergekühlte Rauchgaswärmeübertrager eingesetzt, oftmals gekühlt durch den Rücklauf des Wärmenetzes. Der Taupunkt des Rauchgases liegt bei der Verbrennung von Holzhackschnitzel im Bereich von  $50$ - $56 \text{ }^\circ\text{C}$ , hohe Rücklauftemperaturen schränken den Energiegewinn aus der Rauchgaskondensation ein. Die

Einbindung einer Wärmepumpe stellt nahezu unabhängig von der Rücklauftemperatur eine Wärmesenke zur Verfügung und garantiert eine nahezu vollständige Nutzung der Kondensationswärme. Im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen werden Absorptionswärmepumpen thermisch angetrieben und weisen einen sehr geringen Bedarf an elektrischer Hilfsenergie auf.

Der Markt für AWP konzentriert sich nach wie vor auf Leistungsgrößen im Megawatt-Bereich. AWP kleinerer Leistungen (8-50 kW) wurden überwiegend für den Einsatz beim solaren Kühlen produziert. Aus der Literaturrecherche wurde ersichtlich, dass das Einsatzgebiet von AWP dieser Leistungsklasse weitaus vielfältiger sein kann. Verschiedene Forschungsarbeiten setzen sich mit der Einbindung von AWP in Wärmenetze auseinander, wobei auch die Kopplung der AWP mit Biomasseheizkesseln aufgegriffen wird.

Die Brennwertnutzung gekoppelt an einen Sorptionskreislauf kann entweder durch einen offenen oder geschlossenen Sorptionskreislauf bewerkstelligt werden. Bei der offenen Sorption kommt das Rauchgas direkt in Kontakt mit der Sorptionslösung und der Wasserdampf wird von der Lösung absorbiert, der operative Aufwand ist dabei vergleichsweise hoch. Bei der geschlossenen Sorption wird die Wärme des Rauchgases über einen Wärmeübertrager auf das Kältemittel der AWP übertragen, entweder über einen Zwischenkreis (Medium Wasser) oder direkt auf das verdampfende Kältemittel. Durch eine direkte Wärmeübertragung lässt sich der Materialaufwand reduzieren und eine Verringerung des Temperaturniveaus durch die zweistufige Wärmeübertragung über den Zwischenkreis wird vermieden.

### 3. Ziele und Methodik

#### Forschungsbedarf

Für die erneuerbare Wärmeversorgung mit dem Brennstoff Holz sind effizienzsteigernde Maßnahmen wesentlich, um eine nachhaltige und Ressourcen schonende Wärmebereitstellung auch längerfristig zu gewährleisten. Die Brennwertnutzung bietet das Potential einer Wirkungsgradsteigerung um bis zu 20 %, doch die standardmäßig am Markt verfügbaren Brennwertwärmeübertrager sind häufig an sehr niedrige Rücklaufemperaturen gebunden, um die Auskühlung und Kondensation des Rauchgases vollumfänglich nutzbar zu machen. Insbesondere für Wärmenetze mit hohen Rücklaufemperaturen bedeutet der Einsatz rücklaufgekühlter Rauchgaswärmeübertrager weiterhin hohe Abwärmeverluste. Die Einbindung einer Absorptionswärmepumpe schafft Unabhängigkeit von den Rücklaufemperaturen und kann allein durch die von dem Heizkessel bereitgestellte Antriebswärme betrieben werden. Insbesondere die Wärmeübertragung von dem Rauchgas auf den Sorptionskreislauf und der Anspruch einen Wärmepumpenkreislauf mit minimalem Einsatz an elektrischer Hilfsenergie zu betreiben, macht für diesen Anwendungsfall besondere Konzepte und die Entwicklung angepasster Wärmeübertrager erforderlich. Bei einem direkten Wärmeübertrag von dem Rauchgas auf einen offenen Sorptionskreislauf ist der operative Aufwand deutlich größer als bei einem geschlossenen Sorptionskreislauf. Der geschlossene Sorptionskreislauf erfordert allerdings eine Rauchgaswärmeübertrager/Verdampfer-Einheit, die den speziellen Anforderungen des Wärmeübertrags von dem Rauchgas auf das Kältemittel im Wärmepumpenkreislauf entspricht. Im Unterschied zu den herkömmlichen, mit Wasser gekühlten Rauchgaswärmeübertragern, tritt bei dem Wärmetransport von der Rauchgasströmung mit Kondensationsvorgang ein gekoppelter Wärme- und Stofftransport auf. Im Hinblick auf die Strömungsführung sollte eine Austragung von Kondensat und Feststoffen ermöglicht werden. Für eine Kältemittelverdampfung mit einer minimalen Kältemittelaufgabemenge, die einen Betrieb ohne Kältemittelumlaufpumpe erlaubt, ist der Einsatz von Rohren mit strukturierter Oberfläche vielversprechend, um einen hohen Benetzungsgrad und gute Wärmeübertragung zu erreichen.

Der operative Aufwand von Absorptionswärmepumpen mit Thermosiphon-Austreiber ist als gering zu bewerten, ihre Anwendung hat sich bislang überwiegend auf solare Klimatisierung oder Kraft-Wärme-Kopplungssystemen beschränkt. Da die Systeme ohne Kältemittelumlauf- und Lösungspumpe weniger Möglichkeiten für Regeleingriffe bieten, ist ihre Funktion eng an die durch externe Wärmeträger vorgegebenen Temperatur- und Druckniveaus geknüpft. Durch die gegebenen Betriebsbedingungen bei Kopplung der AWP an das Wärmenetz des Biomassekessels herrscht im Vergleich zu einer konventionellen Anwendung ein höherer Gleichgewichtsdruck in Absorber und Austreiber und auch eine höhere Druckdifferenz

zwischen den beiden Apparaten. Zugleich stehen nur geringe treibende Temperaturdifferenzen zur Verfügung. Das erfordert eine sorgfältige Anpassung des Thermosiphon-Austreibers, um auch bei niedrigen treibenden Temperaturdifferenzen und einer höheren Drucklage einen zuverlässigen Lösungstransport zu erreichen.

Ziel dieser Arbeit ist eine AWP mit robustem, selbsttätigem Betrieb und minimalem Einsatz elektrischer Hilfsenergie, die in das Wärmeversorgungsnetz eines Biomasseheizkessels eingebunden wird. Die methodische Grundlage bilden wärmetechnische Modellierungen und experimentelle Untersuchungen. Dazu wird die Kopplung des internen Kreisprozesses an die externen Randbedingungen des Heizsystems speziell für das Konzept einer AWP mit minimalem Hilfsenergiebedarf im Detail erarbeitet und eine apparatetechnische Entwicklung der Wärmeübertrager vorgenommen. Zudem erfolgt eine Analyse der Betriebsmerkmale der AWP im betrachteten Anwendungsfall. Das Vorgehen wird nachfolgend genauer beschrieben.

#### Wärmetechnische Modellierung und apparatetechnische Entwicklung

Für die Entwicklung der AWP im Verbund mit dem Heizkessel ergeben sich besondere Anforderungen hinsichtlich der Wärmeauskopplung aus dem Kessel und der Konzeption der Komponenten der Wärmepumpe. Der Fokus liegt auf einem robusten Anlagenbetrieb mit minimalen Regeleingriffen und dem Verzicht auf elektrische Hilfsenergie durch Lösungs- und Kältemittelpumpe. Insbesondere die Entwicklung der Komponenten Verdampfer und Generator erfordert dadurch individuelle Konzepte. Im Verdampfer wird die Wärme aus Kühlung und Kondensation des Rauchgases ohne Zwischenkreis auf das Kältemittel übertragen. Demzufolge muss eine Geometrie gefunden werden, welche die Anforderungen der Rauchgasseite und der Kältemittelseite in Einklang bringt. Der Wärme- und Stoffübergang der Rauchgasauskühlung mit Kondensation des enthaltenen Wasserdampfes wird für die angestrebte Geometrie abschnittsweise modelliert. Auf der Prozessseite zielt die Modellierung des Wärmeübergangs bei der Kältemittelverdampfung auf eine vollständige Verdampfung der Kältemittelaufgabemenge. Die Abstimmung der Ergebnisse aus der thermodynamischen Modellierung der Primär- und Sekundärseite führen zu der Dimensionierung des Wärmeübertragers.

Der Lösungsumlauf im Generator wird nach dem Thermosiphon-Prinzip thermisch angetrieben. In den Siederohren des Thermosiphon-Austreibers bildet sich durch den Desorptionsprozess eine Zweiphasenströmung aus. Umlaufvolumenstrom und Wärmeübertragung beeinflussen sich dabei gegenseitig. Die Ermittlung dieser Größen kann nur in einem iterativen Berechnungsverfahren erfolgen, das die Kopplung der thermodynamischen und fluiddynamischen Zusammenhänge einbezieht. Durch eine abschnittsweise Berechnung der Zweiphasenströmung lassen sich lokale Werte der internen Prozessgrößen ermitteln.

Die Modellierung des Sorptionskreislaufs liefert die Wärmeumsätze in den Hauptkomponentenwärmeübertragern Absorber, Generator, Kondensator und Verdampfer. Die Auswirkung eines Betriebs des Verdampfers ohne Kältemittelumlaufpumpe und der im Naturumlauf geförderten Sorptionslösung auf den Sorptionskreislauf wird anhand der Modelle diskutiert. Außerdem wird der Einfluss der externen Wärmeträger (Heißwasser, Rücklauf, Kesselrauchgas) untersucht.

#### Experimentelle Untersuchung

Auf Grundlage der Modellierung erfolgt die Konstruktion der Apparate und die experimentelle Untersuchung an zwei Versuchsanlagen. Anhand der Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen können wichtige Erkenntnisse für den realen Anlagenbetrieb gewonnen werden.

Entscheidend für den Betrieb des Verdampfers mit minimaler Aufgabemenge ist die gleichmäßige Verteilung des Kältemittels auf die Rohre und die vollständige Benetzung der Wärmeübertragungsoberfläche. Es werden Rohre mit einer strukturierten Oberfläche eingesetzt, die gegenüber Glattrohren zu einer Verbesserung der Benetzung und der Wärmeübertragung führen sollen. Der Wärmeübergang bei der Verdampfung von Kältemittel an einem senkrechten Fallfilm an strukturierten Rohren mit dem Ziel eines vollständigen Umsatzes des aufgegebenen Kältemittels wurde an der speziell für die Untersuchung der Fallfilmverdampfung konzipierten Laboranlage experimentell ermittelt. Dabei wurde die Wärmezufuhr an der Rohrinneenseite des Rohrbündels mit Hilfe eines Heizwasserkreises bewerkstelligt. Das zugehörige Kältemittel-Aufgabesystem wurde den Anforderungen angepasst.

In einer weiteren Versuchsanlage wird ein vollständiger Sorptionskreislauf mit den Randbedingungen der Zielanwendung installiert. Für die Charakterisierung des Thermosiphon-Austreibers werden die strömungs- und wärmetechnischen Zusammenhänge für Betriebspunkte verschiedener Lösungskonzentrationen, Druckniveaus und Temperaturdifferenzen analysiert. In dieser Anlage wird außerdem die Funktionsweise des Verdampfers mit Wärmeübertrag aus der Kondensation eines Wasserdampf-Luft-Gemischs überprüft, um die Wärmeübertragung aus dem feuchten Rauchgas der Biomassefeuerung zu simulieren. Der Verdampfer ist dabei materialtechnisch an die Anforderungen eines Rauchgaswärmeübertragers angepasst und wurde aus strukturierten Edelstahlrohren (Werkstoffnr. 1.4520) gefertigt.

## 4. Systemkonzept und Komponentenentwicklung

In diesem Kapitel wird zunächst eingehend die Einbindung der AWP in das Heizsystem untersucht und die damit einhergehenden Auswirkungen auf die Effizienzsteigerung und das Wärmenetz diskutiert. Anschließend erfolgt eine detaillierte Betrachtung des internen Kreisprozesses, wobei speziell die Umsetzung des Betriebskonzepts ohne Einsatz einer Lösungs- und Kältemittelumlaufpumpe erörtert wird. Im Bereich der Komponentenentwicklung stellen die Auslegung des Rauchgas-beheizten Fallfilmverdampfers und die Konzeption des Thermosiphon-Austreibers Schwerpunkte dar.

### 4.1. Einbindung der Absorptionswärmepumpe in das Wärmeversorgungsnetz eines Biomasseheizkessels

Es wird die Versorgung eines Wärmenetzes mit typischen Vorlauf-/Rücklauftemperaturen von 70/50 °C durch einen Hochtemperatur-Hackschnitzelheizkessel betrachtet. Der Kessel erzeugt Heißwasser mit einer Temperatur von 95 °C, das den Vorlauf des Wärmenetzes speist und die Antriebswärme für die AWP bereitstellt. Die Rauchgastemperatur bei Austritt aus dem Kessel beträgt etwa 140 °C. Abbildung 4.1 zeigt die Einbindung des Wärmepumpenkreislaufs in das Wärmeversorgungssystem. Die Wärme aus Kühlung und Kondensation des Rauchgases wird bei etwa 25 °C auf das Kältemittel des Verdampfers (V) übertragen. Diese gewonnene Niedertemperaturwärme wird über den thermisch angetriebenen Sorptionskreislauf auf ein höheres Temperaturniveau angehoben und über Kondensator (K) und Absorber (A) an den Rücklauf des Wärmeversorgungsnetzes abgegeben. Durch eine Rücklaufanhebung, bei dem ein Teilstrom des Vorlaufwassers ( $\dot{M}_{\text{mix},1}$ ) dem Wärmenetzrücklauf beigemischt wird, wird das in den Kessel eintretende Heizwasser auf eine Temperatur von 75 °C erwärmt. Die Rücklaufanhebung sorgt standardmäßig dafür, Kondensation des Rauchgases an den Wärmeübertragerrohren im Verbrennungsraum zu verhindern und dadurch Korrosion vorzubeugen. Das 95 °C-Kesselwasser überträgt Wärme an den Generator (G) und wird dann, nachdem ein Teilstrom für die Rücklaufbeimischung abgezweigt wurde, durch Beimischung aus dem Wärmenetzrücklauf ( $\dot{M}_{\text{mix},2}$ ) auf 70 °C Vorlauftemperatur gebracht. Der Generator, Kondensator und Absorber werden jeweils von dem vollen zur Verfügung stehenden Heizkreisvolumenstrom ( $\dot{M}_{\text{HK}}$ ) bzw. Wärmenetzrücklaufvolumenstrom ( $\dot{M}_{\text{WN}}$ ) durchströmt. Eine Bypassschaltung um die Wärmeübertrager gibt die Möglichkeit, die Komponenten der AWP zu umgehen, wie es bei Anfahr- und Abschaltvorgängen oder wegen Wartungsarbeiten erforderlich sein kann.

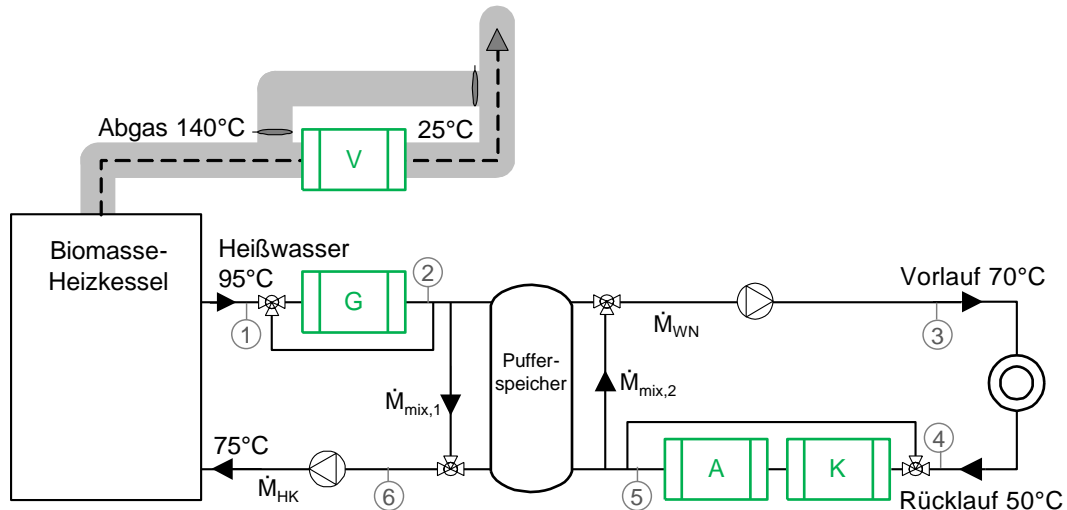


Abbildung 4.1: Schema der Kopplung von Kessel und AWP

Durch die zusätzliche Nutzung der bei der Rauchgaskondensation freiwerdende Wärme können Wirkungsgrade über 100 % erreicht werden (siehe Kapitel 2.1.1). Der Wärmegewinn aus der Brennwertnutzung durch Einbindung der AWP ist in Abbildung 4.2 in Form eines Energieflussbilds dargestellt. Die Werte repräsentieren die Wärmeanteile für Verbrennung von Holzhackschnitzeln mit einem Wassergehalt von 30 % und einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,5$ . Heizwert und Brennwert sind bezogen auf Umgebungsdruck (1013 mbar) und eine Temperatur von 0 °C (vgl. Werte aus Abbildung 2.2). Im Kessel wird 100 % Brennstoffenergie, bezogen auf den Heizwert, eingebracht. Davon werden 90 % in Nutzenergie umgewandelt, die restlichen 10 % entsprechen dem Energieverlust über das Rauchgas bei einer Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Kessel von 140 °C. Da der feuerungstechnische Wirkungsgrad (Glg. (2.15)) betrachtet wird, werden Strahlungsverluste von der Kesseloberfläche, die üblicherweise im Bereich 2-3 % liegen [13] nicht mit abgebildet. Der Brennwert beinhaltet die Kondensationswärme des Wasserdampfs im Rauchgas und liegt deswegen 17 % über dem Heizwert. Im Verdampfer der AWP kann ein Großteil der im Rauchgas enthaltenen Energie, in Form eines sensiblen Wärmebeitrags (6 %) und einem Wärmebeitrag aus der Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfs (14 %) zurückgewonnen werden. Wird das Rauchgas dabei auf 25 °C ausgekühlt, werden die Rauchgasverluste gegenüber denen bei einer Austrittstemperatur von 140 °C deutlich reduziert. Die Antriebsenergie für die AWP wird aus dem Heißwasser auf einem Temperaturniveau von 95 °C entnommen und steht dann zusammen mit dem rückgewonnenen Energiebeitrag wiederum als Nutzenergie zur Verfügung. Bezogen auf den Heizwert erhöht sich der Wirkungsgrad durch die Brennwertnutzung von 90 % um 20 %-Punkte auf 110 %.

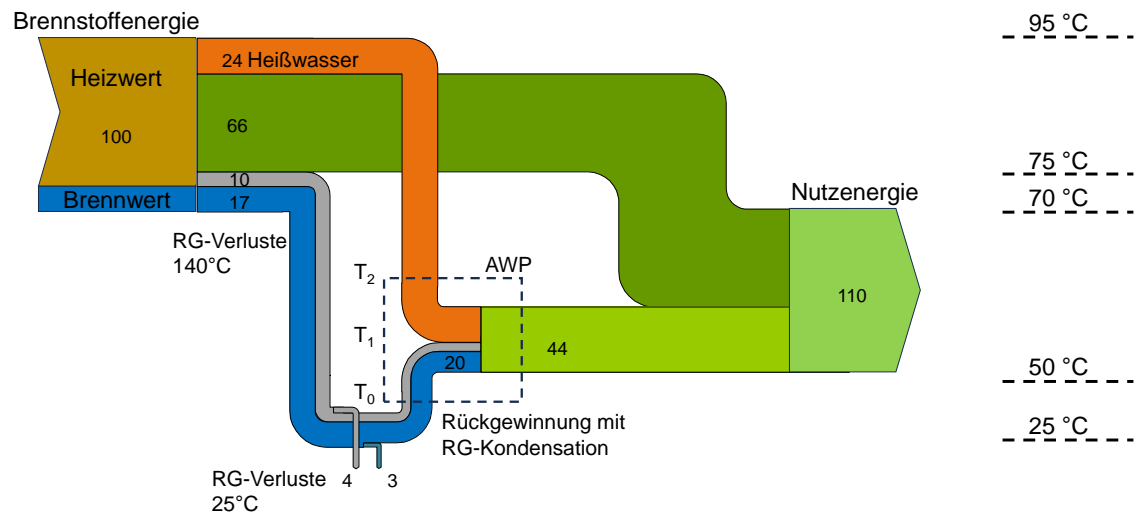


Abbildung 4.2: Energiefluss-Diagramm der Brennwertnutzung durch Einbindung einer AWP

Der Wärmegewinn aus der Rauchgasauskühlung wird maßgeblich bestimmt durch die zur Verfügung stehende Senktemperatur. Die Nutzung der Rauchgaswärme führt abhängig von der erreichten Auskühlungstemperatur zu einer Steigerung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads. Wie bereits erläutert, beträgt dieser bei handelsüblichen Heizkesseln etwa 90 % (bezogen auf den Heizwert). Abbildung 4.3 zeigt die Steigerung des Wirkungsgrades in %-Punkten abhängig von Brennstoffwassergehalt ( $w=10-40\%$ ) und erreichter Auskühlungstemperatur des Rauchgases (25-55 °C) bei einer Kesselaustrittstemperatur von 140 °C. Dabei markiert die rote horizontale Linie, die für alle Wassergehalte bei etwa 6% liegt, den Anteil des rein sensiblen Wärmebeitrags. Bei einem Brennstoffwassergehalt von 40 % mit einer Rauchgastaupunkttemperatur von 58 °C wird bereits bei einer Auskühlung auf 55 °C Kondensationswärme gewonnen. Dahingegen ist bei einem Brennstoffwassergehalt von 10 % und einem Taupunkt von 47 °C erst bei der Auskühlung auf 35 °C der Beitrag der Kondensationswärme durch einen deutlichen Wirkungsgradsprung erkennbar.



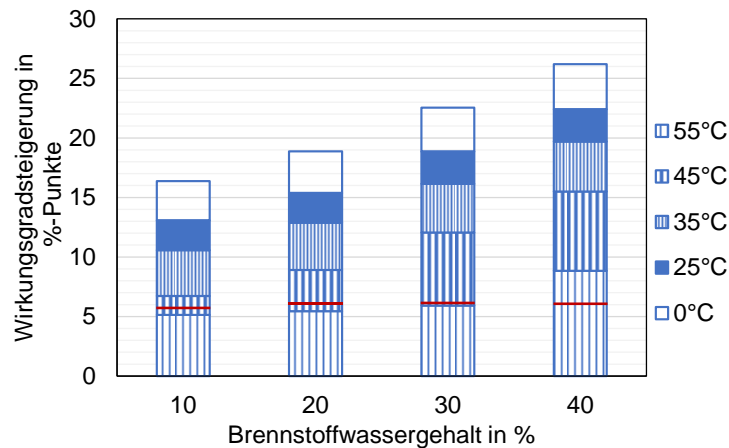


Abbildung 4.3: Steigerung des thermischen Wirkungsgrades in %-Punkten (bezogen auf den Heizwert) durch Nutzung der latenten und sensiblen Rauchgaswärme in Abhängigkeit von Brennstoffwassergehalt und Auskühlungstemperatur

Ein höherer Wirkungsgrad führt zu einer Einsparung von Brennstoff. Abbildung 4.4 stellt die Kosteneinsparung eines Heizkessels der Leistungsklasse 50 kW für ein Betriebsjahr mit 2500 Volllaststunden dar, die durch die Brennwertnutzung erzielt werden kann. Beeinflusst durch aktuelle energiewirtschaftliche Entwicklungen sind die Bezugspreise für Holz-Brennstoffe starken Schwankungen unterworfen. In Tabelle 1 sind sowohl die aktuellen Preise aus dem Jahr 2022 als auch Mittelwerte aus den Jahren 2016-2021 aufgelistet. Die Marktpreise (brutto) in Deutschland für Holzhackschnitzel werden für einen Wassergehalt von 20 % (hochwertiger bzw. teurer) und 35 % angegeben.

Tabelle 1: Preise für Holzhackschnitzel [64]

Wassergehalt	Preis 2016-2021	Preis 2022
%	€/t	€/t
20	123	156
35	81	104

Um den Einfluss zukünftiger Preissteigerungen beurteilen zu können, werden verschiedene Preisniveaus (75, 100, 150 €/t) betrachtet. Obwohl die Rauchgaskondensation bei der Verbrennung von Holzhackschnitzeln mit einem Wassergehalt von 30 % einen höheren Wärmegehalt erzielt als bei Hackschnitzeln mit einem Wassergehalt von 20 %, ist die Brennstoffkosteneinsparung im Falle des trockeneren Brennstoffs aufgrund der höheren Brennstoffpreise tendenziell etwas größer. Für Holzhackschnitzel mit  $w=20\%$  können für eine Auskühlung auf 25 °C durch die Brennwertnutzung Kosten von etwa 770 €/a (Preis 2022) beziehungsweise 610 €/a (Preis 2016-2021) eingespart werden. Nimmt man für Wassergehalte von 30 % und 40 % die Preise für Hackschnitzel mit  $w=35\%$  an, können die Brennstoffkosten um 740 €/a (Preis 2022) beziehungsweise 580 €/a (Preis 2016-2021) reduziert werden.

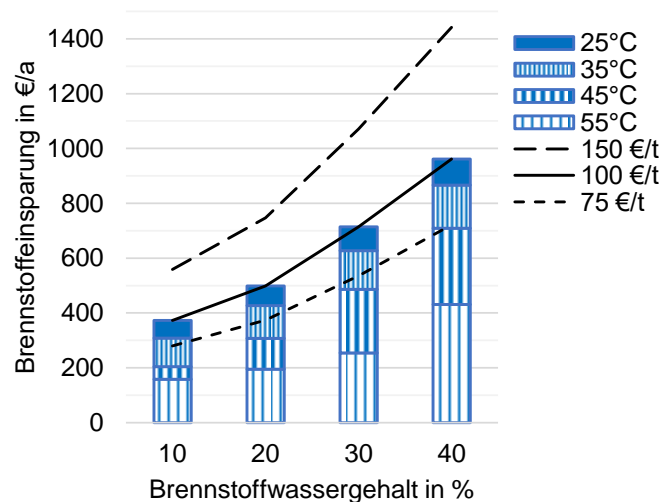


Abbildung 4.4: Brennstoffeinsparung in €/a eines Heizkessels der Leistungsklasse 50 kW, bei 2500 h/a Betrieb für 100 €/t und Brennstoffe verschiedener Wassergehalte (10-40%)

Angesichts des nachweislich positiven energetischen und ökonomischen Nutzens der Brennwertechnik wird im Folgenden die Integration der AWP in das Wärmenetz genauer untersucht. Die Einbindung der Komponenten in Vorlauf und Rücklauf beeinflusst die Temperaturen und Volumenströme im Wärmenetz. Diese Wirkung wird diskutiert.

Das Verhältnis von Wärmegewinn im Verdampfer zu notwendiger Antriebswärmeleistung im Austreiber, definiert als COP einer AWP, liegt für reale Anlagen üblicherweise im Bereich von 0,75. Infolge der Nutzung des vom Kessel gelieferten Heißwassers als Antriebswärmequelle für den Generator der AWP ergibt sich eine im Vergleich zum Kesselaustritt niedrigere Netzvorlauftemperatur. Gleichzeitig steigt die Kesseleintrittstemperatur aufgrund der Wärmeübertragung von Absorber und Kondensator auf den Netzzrücklauf. Für einen Brennstoffwassergehalt von 30 % sind die Temperaturen des Heiznetzes nach Austritt aus dem Generator  $T_{VL(2)}$  (Punkt 2 in Abbildung 4.1) und im Rücklauf nach Austritt aus dem Absorber  $T_{RL(5)}$  (Punkt 5 in Abbildung 4.1) in Abbildung 4.5 über der Rauchgasauskühlungstemperatur dargestellt. Es wurde ein Wärmepumpenkreislauf mit idealer Wärmebilanz angenommen, das heißt die Summe der an Generator und Verdampfer aufgenommenen Wärmen, wird über Absorber und Kondensator wieder an das Heiznetz abgegeben.

$$\dot{Q}_V + \dot{Q}_G = \dot{Q}_A + \dot{Q}_K \quad (4.1)$$

Bei niedrigerer Rauchgasauskühlungstemperatur und folglich höherer Verdampferleistung nimmt die übertragene Wärmeleistung an Generator, Absorber und Kondensator zu. Das Heißwasser (Kesselaustritt) wird dadurch im Generator weiter ausgekühlt und der Rücklauf mit der Temperatur  $T_{RL(4)}$  durch den höheren Wärmeeintrag von Kondensator und Absorber stärker erwärmt. Bei einem COP von 0,75 wird der Rücklauf von 50 °C auf bis zu 58 °C

erwärmt und das Heißwasser von 95 °C auf bis zu 89 °C ausgekühlt. Ist der COP der Anlage geringer, ist bei gleicher Wärmezufuhr im Verdampfer eine höhere Antriebsleistung im Austreiber notwendig. Dadurch wird das Heißwasser stärker ausgekühlt und gleichzeitig mehr Wärme von Kondensator und Absorber an den Rücklauf abgegeben. Die Temperaturdifferenz zwischen der in Abbildung 4.1 als Punkt 2 gekennzeichneten Austrittstemperatur aus dem Generator und dem als Punkt 5 gekennzeichneten Austritt aus dem Absorber wird kleiner. Dementsprechend müssen sich die Beimischmassenströme anpassen, um die vom Wärmenetz vorgegebene Vorlauftemperatur von 70 °C beizubehalten.

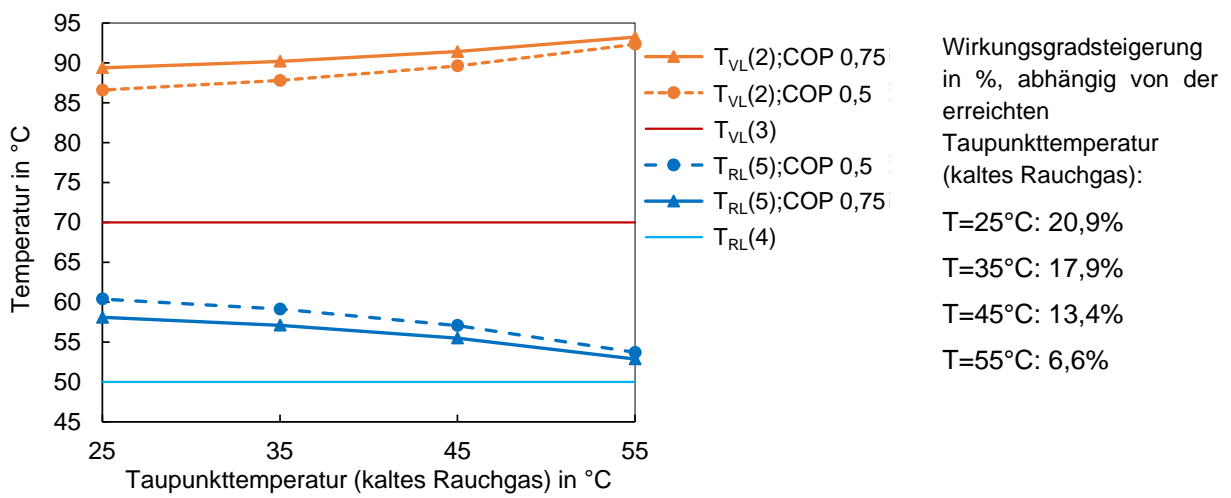
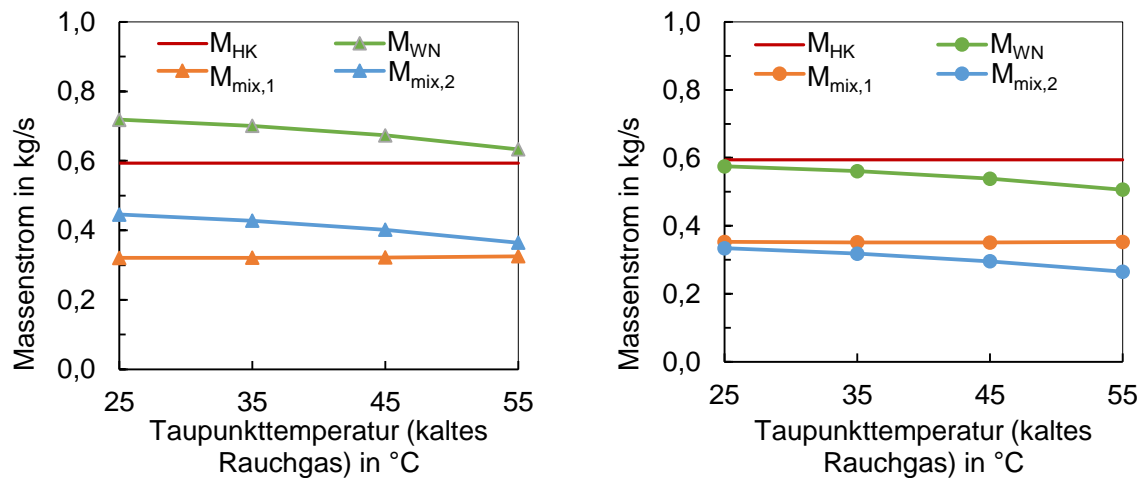


Abbildung 4.5: Temperaturen im Heiznetz mit Wärmenetzvorlauf 70°C/-Rücklauf 50°C: Auskühlung des Vorlaufs durch Einbindung des Austreibers und Erwärmung des Rücklaufs durch Einbindung von Kondensator und Absorber. Rauchgaskondensation bis Taupunkttemperatur für Holzhackschnitzel mit  $w=30\%$  und Kesselaustrittstemperatur 140°C.

Der Einfluss der Wärmeleistungen und der daraus resultierenden Temperaturänderungen auf die Massenströme ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Aus der Annahme einer Kesselleistung von 50 kW und einer Temperaturspreizung von 20 K im Heizwasser, das von 75 °C auf 95 °C erwärmt wird, resultiert ein konstanter Massenstrom  $\dot{M}_{HK}$ . Ein höherer Wärmegewinn im Verdampfer, bei dem eine niedrigere Rauchgasauskühlungstemperatur erzielt wird, steigert die Effizienz des Systems, das heißt bei gleicher Kessel-Heizleistung wird eine höhere Wärmeleistung an das Wärmenetz geliefert. Dafür wird ein größerer Massenstrom  $\dot{M}_{mix,2}$  der Temperatur  $T_{RL(5)}$  aus dem Rücklauf entnommen und dem Vorlauf beigemischt, sodass sich der Massenstrom im Wärmenetz  $\dot{M}_{WN}$  erhöht. Der Massenstrom  $\dot{M}_{mix,1}$  für die Rücklaufbeimischung nimmt mit zunehmender Leistung an den Wärmeübertragern leicht ab. Er ändert sich nur geringfügig, da über den Generator zwar eine stärkere Auskühlung auftritt aber gleichzeitig der Rücklauf durch Absorber und Kondensator stärker erwärmt wird. Während bei einem Wärmenetz mit einer Vorlauftemperatur von 70 °C und einer Rücklauftemperatur von 50 °C die Massenströme, die den Verbraucher versorgen stets höher

sind als der Massenstrom  $\dot{M}_{HK}$  durch den Kessel (Abbildung 4.6a), wird bei gleicher Kesselleistung ein Wärmenetz mit 70°C/45°C aufgrund der höheren Temperaturdifferenz mit einem geringeren Massenstrom versorgt (Abbildung 4.6b).



(a) Wärmenetz mit 70/50 °C

(b) Wärmenetz mit 70/45 °C

Abbildung 4.6: Änderung der Massenströme in Abhängigkeit von dem Wärmegewinn durch die Auskühlung des Rauchgases

## 4.2. Betriebskonzept der Absorptionswärmepumpe

Die AWP wurde unter dem Gesichtspunkt eines minimalen Einsatzes an elektrischer Hilfsenergie entwickelt. Im Vergleich zu einer konventionellen AWP ergibt sich dadurch ein andersartiger Aufbau, der das Betriebsverhalten beeinflusst. Diese Aspekte werden nachfolgend erläutert.

### 4.2.1. Betriebskonzept ohne elektrische Hilfsenergie

Das Schema in Abbildung 4.7a zeigt den Aufbau einer konventionellen AWP. Die Hauptkomponenten gleichen Prozessdrucks, also Absorber und Verdampfer sowie Generator und Kondensator werden üblicherweise zusammen in einen Behälter gefasst. Es befinden sich zwei Pumpen im Prozesskreislauf. Der Lösungstransport der reichen Sorptionslösung vom Absorber zum Generator wird von der Lösungspumpe (P2) bewerkstelligt. Die Kältemittelumlaufpumpe (P1) fördert das Kältemittel im Umlauf vom Verdampfersumpf in die Aufgabewanne. Die Aufgabemenge liegt dabei in der Regel etwa viermal höher als die Menge des verdampfenden Kältemittels, um eine vollständige Benetzung der Wärmeübertragerfläche zu garantieren. Erhöht sich, abhängig vom Betriebspunkt, die Verdampferleistung, wird eine größere Menge an Kältemittel verdampft und in den Wärmepumpenprozesskreislauf eingebracht. In diesem Fall reduziert sich der Füllstand des Verdampfersumpfs. Verringert sich die Verdampferleistung, wird hingegen flüssiges Kältemittel im Verdampfersumpf gespeichert.

Der Kältemittelanteil im Prozess variiert abhängig von der Leistung und dementsprechend ändert sich auch die Lösungskonzentration.

Abbildung 4.7b zeigt das Schema einer AWP, bei der auf die Kältemittelumlaufpumpe (P1) im Verdampfer und die mechanisch angetriebene Lösungspumpe (P2) im Absorber verzichtet wird. Das erfordert zum einen den Einsatz einer Blasenpumpe, die einen thermisch angetriebenen Lösungsumlauf zwischen Absorber und Generator ermöglicht. Hierfür wird der Generator in seiner Bauform angepasst, um als solche zu fungieren. In dieser Form wird er nachfolgend als Thermosiphon-Austreiber bezeichnet und in Kapitel 4.4 ausführlich analysiert. Zum anderen ist im Verdampfer eine möglichst vollständige Verdampfung der aufgegebenen Kältemittelmenge erforderlich. Kann das vom Kondensator kommende Kältemittel im Verdampfer nicht vollständig verdampft werden, mischt sich das überschüssige Kältemittel im Absorbersumpf im flüssigen Zustand mit der Sorptionslösung. Verdampfer- und Absorbersumpf sind miteinander verbunden und es kann kein Kältemittel aus dem Prozess im Verdampfersumpf zurückgehalten werden. Generell spielt die Anordnung der Hauptkomponenten eine entscheidende Rolle, um den Lösungsumlauf zu ermöglichen und es bedarf einer sorgfältigen Analyse der Hydrostatik der AWP.

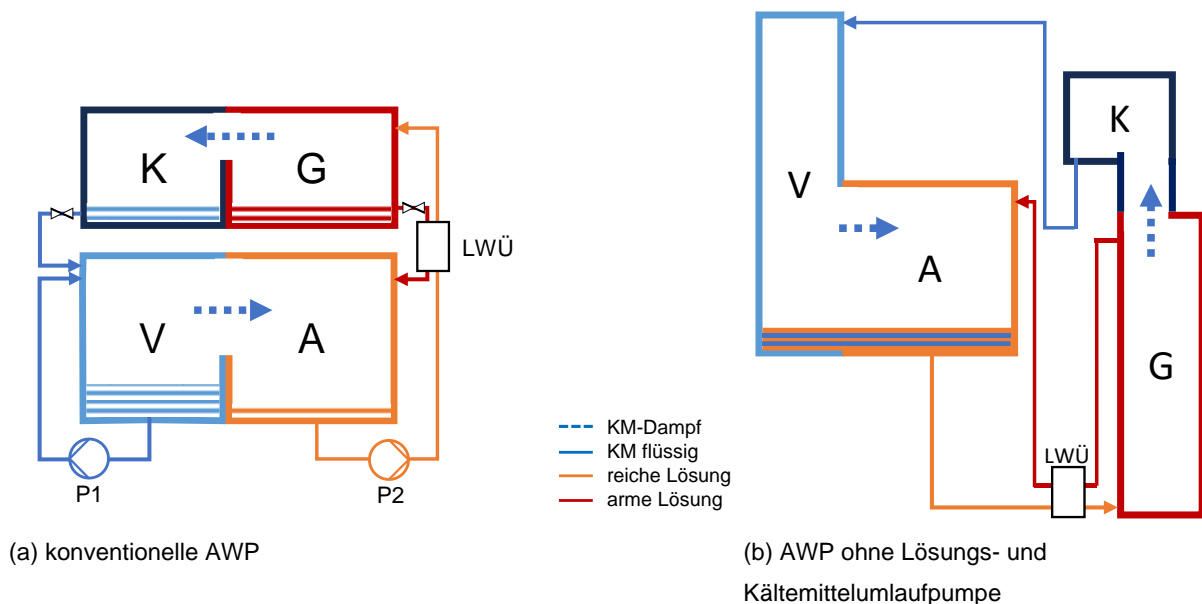


Abbildung 4.7: Schema im Vergleich – Aufbau einer konventionellen und einer rein thermisch angetriebenen AWP

### Hydrostatik der AWP

Standardmäßig bewerkstelligt die Lösungspumpe den Druckhub und bringt die reiche Lösung von dem niedrigen Druckniveau im Absorber auf das Druckniveau des Generators. Wird auf die Lösungspumpe verzichtet, kann die Einhaltung der Druckniveaus nur unter Berücksichtigung der Hydrostatik erreicht werden. Die Gleichgewichtsdrücke und der

hydrostatische Druck, der sich in den verbindenden Rohrleitungen aufbaut, liefern die maßgebenden Randbedingungen für die Auslegung.

Abbildung 4.8 zeigt die Anordnung der Hauptkomponenten auf verschiedenen Höhenniveaus und die Flüssigkeitsfüllstände in den verbindenden Leitungssträngen. Der Thermosiphon-Austreiber hebt die LiBr-Lösung von der Höhe  $H_0$  (Eintritt in den Austreiber) auf die Höhe  $H_4$ . Der bei  $H_0$  herrschende Druck  $P_{4,0}$  wird durch den mit LiBr-Lösung gefüllten Leitungsstrang der Höhe  $H_{3,\text{Sumpf}}$  (Füllstand Absorbersumpf) und den Druck  $P_3$  bestimmt. Der Lösungstransport vom Austritt aus dem Austreiber bis auf die Höhe  $H_{3,\text{top}}$ , die Höhe der Verteilwanne im Absorber, wird durch die Druckdifferenz  $P_{4,1}-P_3$  erwirkt.

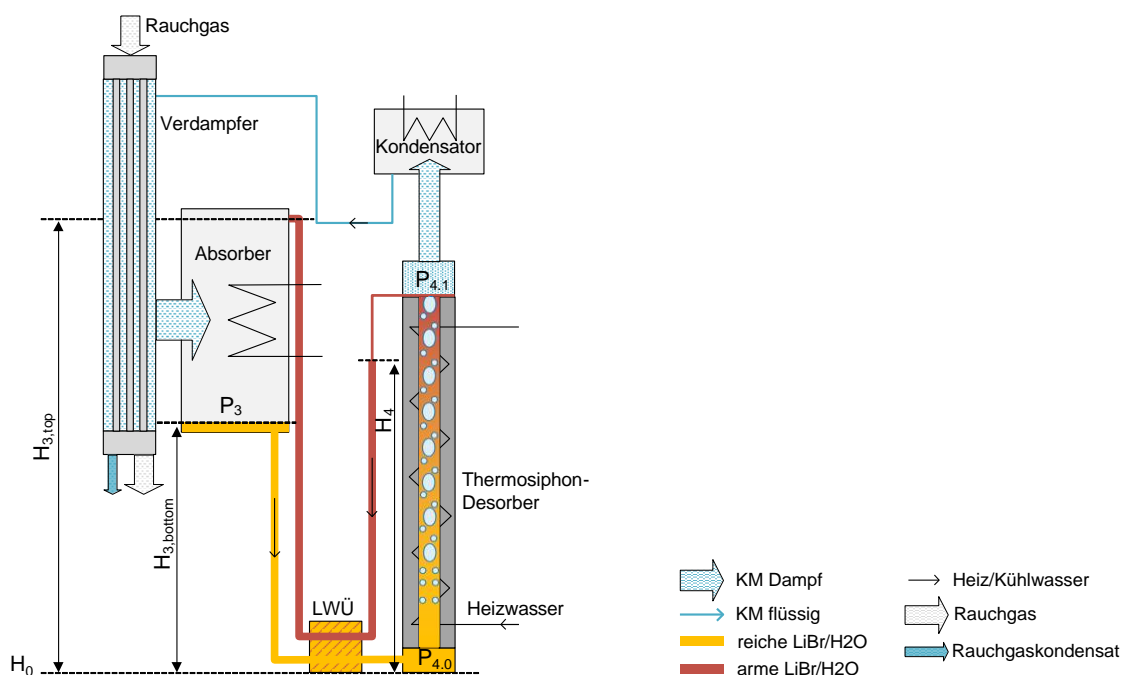


Abbildung 4.8: Thermosiphon-Austreiber in der AWP [65]

Ausgangspunkt für die Auslegung der Höhendifferenzen ist die um den Druckverlustterm  $\sum \Delta P_V$  erweiterte Bernoulli-Gleichung.

$$P_1 + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho_1}{2} \cdot v_1^2 = P_2 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho_2}{2} \cdot v_2^2 + \sum \Delta P_V \quad (4.2)$$

Die Gleichung gibt den Energieerhaltungssatz für durchströmte Behälter wieder. Sie setzt sich aus dem statischen Druck ( $P$ ), dem geodätischen Druck ( $\rho \cdot g \cdot h$ ) und dem dynamischen Druck ( $\rho/2 \cdot v^2$ ) zusammen und wird auf die verbindenden Leitungsstränge von Absorber zu Austreiber (reiche LiBr-Lösung) und von Austreiber zu Absorber (arme Lösung) angewandt. Der Druckverlustterm  $\sum \Delta P_V$  beinhaltet auftretende Druckverluste im Lösungswärmeübertrager und im Siederrohr. Der dynamische Druck ist im Vergleich zu dem Einfluss des hydrostatischen Drucks vernachlässigbar gering. Um Druckverluste zu vermeiden, werden die Strömungsgeschwindigkeiten durch Auswahl großer Rohrdurchmesser und geeignete Auslegung des Lösungswärmeübertragers bewusst niedrig gehalten. Für die zu erwartenden

Geschwindigkeiten  $\leq 0,15$  m/s nimmt der dynamische Druckverlust einen Wert  $\leq 17$  Pa an (Annahme  $\rho_{\text{LiBr}}=1500$  kg/m<sup>3</sup>). Diese Druckänderung entspricht verglichen mit dem hydrostatischen Druck einer Höhenänderung in der Flüssigkeitssäule um  $\leq 1,2$  mm und ist vernachlässigbar gering.

Die Anwendung der Glg. (4.2) ergibt für den Leitungsstrang von Absorbersumpf zu Austreibereintritt:

$$P_3 + \rho_{\text{LiBr},r} \cdot g \cdot H_{3,\text{bottom}} - \Delta P_{V,LW\ddot{U}} = P_{4,0} \quad (4.3)$$

Bei der Anwendung der Gleichung auf den Strömungsweg von Austreibereintritt bis Austreiberaustritt gehen die Druckverluste im Siederohr in die Bilanz mit ein.

$$P_{4,0} = P_{4,1} + (\Delta P_{V,\text{hydr}} + \Delta P_{V,R,2Ph} + \Delta P_{V,B}) \quad (4.4)$$

Die Druckänderung im Verlauf der Zweiphasenströmung entlang des Siederohrs resultiert aus der Änderung des hydrostatischen Drucks der LiBr/H<sub>2</sub>O-Flüssigkeitssäule, ausgedrückt durch  $\Delta P_{V,\text{hydr}}$ , dem Reibungsdruckverlust  $\Delta P_{V,R,2Ph}$  und dem Beschleunigungsdruckverlust  $\Delta P_{V,B}$ . Auf die Berechnung der Druckverluste wird in Kapitel 4.4.4 genauer eingegangen.

Letztlich wird noch der Leitungsstrang vom Austreiberaustritt zu Absorber, bis zum Eintritt der LiBr-Lösung in die Aufgabewanne des Absorbers betrachtet.

$$P_{4,1} + \rho_{\text{LiBr},a} \cdot g \cdot H_4 = P_3 + \rho_{\text{LiBr},a} \cdot g \cdot H_{3,\text{top}} + \Delta P_{V,LW\ddot{U}} \quad (4.5)$$

Der Verlauf der Höhen- und Druckniveaus der LiBr-Lösung auf dem Strömungsweg zwischen Absorber und Austreiber vom Absorbersumpf über den Lösungswärmeübertrager und Austreiber zurück zum Absorber ist schematisch in Abbildung 4.9 dargestellt.

- 1 → 2: Die Lösung strömt vom Absorbersumpf  $H_{3,\text{Sumpf}}$  zum Austreibereintritt  $H_{4,0}$ , Aufbau des Drucks  $P_{4,0}$  nach Glg. (4.3)
- 2 → 3: Anhebung der Lösung im Siederohr von  $H_{4,0}$  auf  $H_{4,\text{top}}$ , Druckabnahme von  $P_{4,0}$  auf  $P_{4,1}$  nach Glg. (4.4)
- 3 → 4: Aufbau hydrostatischen Drucks auf dem Strömungsweg vom Austreiberaustritt  $H_4$  bis zum Eintritt in den LWÜ, Glg. (4.5) linke Seite
- 4 → 5: Anhebung der Lösung von  $H_0$  bis zum Eintritt in den Absorber  $H_{3,\text{top}}$ , Glg. (4.5) rechte Seite

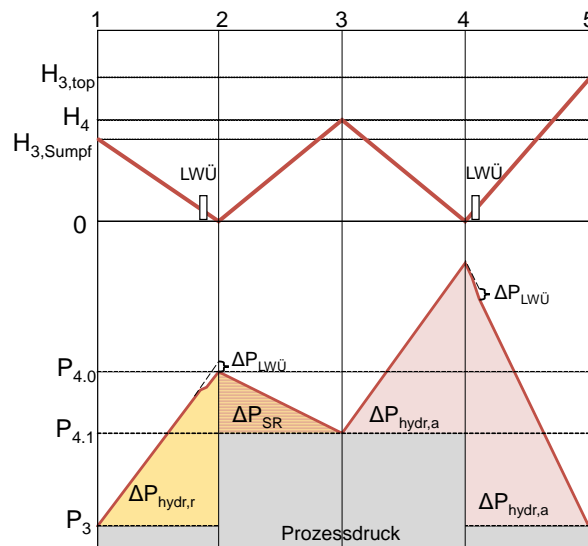


Abbildung 4.9: Verlauf von Höhen- und Druckniveau auf dem Weg der Lösung von Absorbersumpf (1) über LWÜ zum Austreibereintritt (2) und vom Austreiberaustritt (3) zum LWÜ-Eintritt (4) bis zum Absorbereintritt (5)

Alle auftretenden Druckverluste müssen über die hydrostatischen Drücke, aufgebaut über die Flüssigkeitssäulen, kompensiert werden. Der Thermosiphon-Austreiber muss die Höhenänderung vom Absorbersumpf bis zum Austreiberaustritt leisten. Damit sich im Austreiberaustritt ein höheres Druckniveau als im Absorber einstellen kann, ist eine Mindesthöhe des Absorbersumpfs notwendig, um sowohl diese Druckdifferenz als auch die Druckverluste im Siederrohr des Austreibers zu kompensieren. Um die Strömungsdruckverluste im Siederrohr kleinstmöglich zu halten, sollte die Siederrohrlänge auf ein Mindestmaß begrenzt werden. Dieses entspricht der Höhe, die für den weiteren Transport der armen LiBr-Lösung von dem Höhenniveau des Austreiberaustritts auf das der Aufgabewanne des Absorbers notwendig ist, vorgegeben durch die Druckdifferenz zwischen den beiden Komponenten. Hier wird deutlich, dass eine geringere Fallhöhe im Absorber ( $H_{3,top} - H_{3,Sumpf}$ ) vorteilhaft wäre. Diese ließe sich zum Beispiel durch einen kompakteren Wärmeübertrager erreichen. Es wird dadurch eine geringere Hubhöhe durch den Thermosiphon-Austreiber erforderlich beziehungsweise ermöglicht, das Höhenniveau des Absorbersumpfs anzuheben und damit einen höheren hydrostatischen Druck im Austreibereintritt zur Verfügung zu stellen.

#### 4.2.2. Randbedingungen des Absorptionskreisprozesses

Die internen Prozessparameter der AWP, wie Lösungstemperaturen und Drücke, werden von den Temperaturniveaus der externen Wärmeträger bestimmt und für den angestrebten Betriebsbereich im Folgenden genauer analysiert. Zusätzlich muss die Wirkung des Betriebskonzepts mit Thermosiphon-Austreiber und Betrieb des Verdampfers ohne



Kältemittelumlaufpumpe auf die internen Parameter des Wärmepumpenkreislaufs sorgfältig untersucht werden.

Für die Einbindung einer *konventionellen* einstufigen AWP in das Wärmeversorgungsnetz ist der Absorptionswärmepumpenkreislauf und seine Anbindung an die externen Wärmeträger unter Anwendung der Kreislaufrechnung nach Kapitel 2.2.1 in das Lösungsfeld des Arbeitsmittelstoffpaares LiBr/H<sub>2</sub>O (Dühring Diagramm) in Abbildung 4.10 eingetragen. Dabei wird zunächst der Standardfall eines 50 kW Biomasseheizkessels betrachtet, der eine Heißwassertemperatur von 95 °C zur Verfügung stellt und ein Wärmenetz mit Vorlauf-/Rücklauftemperaturen von 70 °C/50 °C speist. Es werden die Größen aus Tabelle 2 und ein Massenstrom der reichen LiBr-Lösung von 0,62 kg/s angenommen. Als Ergebnis wird das Rauchgas von 140 °C auf 28 °C ausgekühlt, die Kältemittelverdampfung findet bei dem Druckniveau  $P_0$  von 3,5 kPa und einer Temperatur von 27 °C statt. Im Generator wird bei dem Druckniveau  $P_1$  von 14,8 kPa der Kältemitteldampf ausgetrieben und die Lösung von 52,5 auf 56,5 Gew.% aufkonzentriert. Die Wärmeabgabe von Kondensator und Absorber an den Wärmenetzrücklauf führen zu einer Temperaturerhöhung von 50 auf 57,5 °C.

Tabelle 2: Prozessparameter

Größe	Einheit	Verdampfer	Kondensator	Absorber	Generator	LWÜ
Wärmeübertragerfläche	m <sup>2</sup>	1,8	2,8	3,9	4,1	2,2
Wärmedurchgangskoeffizient	kW/(m <sup>2</sup> K)	0,25	3,7	1,0	1,0	0,25
Eintrittstemperatur externer Wärmeträger	°C	140	50	-	95	-
Massenstrom externer Wärmeträger	kg/s	0,03	0,7	0,7	0,6	-

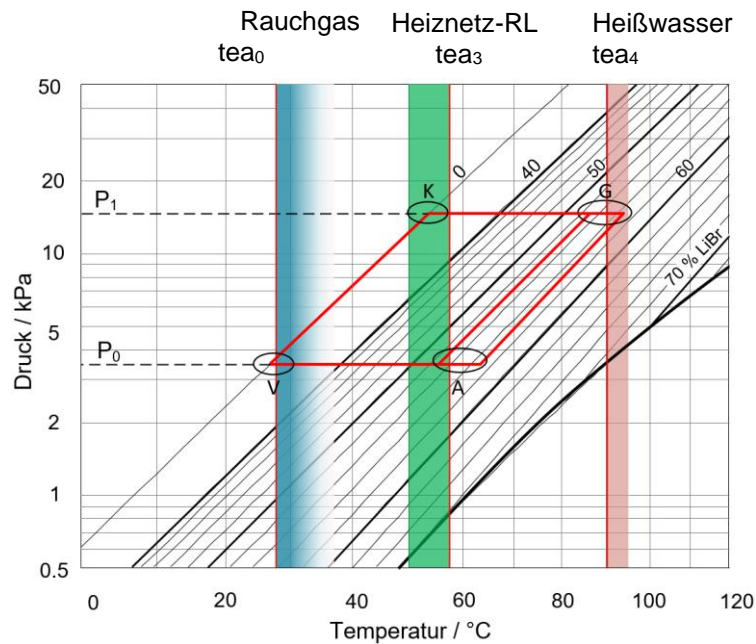
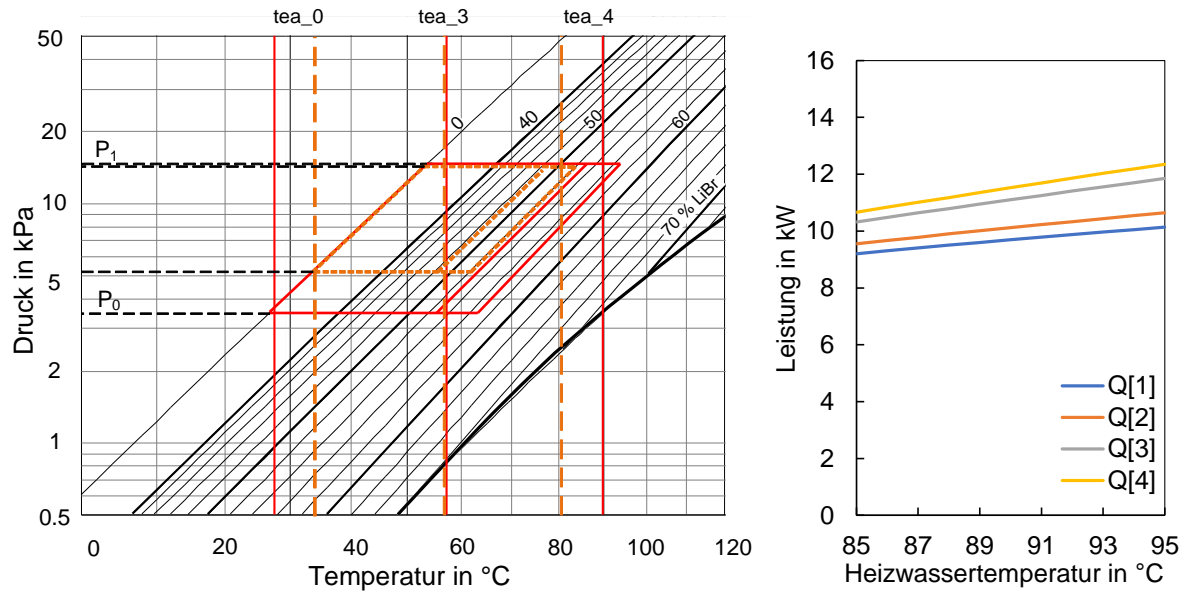


Abbildung 4.10: Prozesskreislauf im Dühring-Diagramm

Die Auswirkung einer Absenkung der Heißwassertemperatur von 95 auf 85 °C ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Die Änderung der Volumenströme im Wärmenetz wird hier berücksichtigt. Wie in Kapitel 4.1 diskutiert, ist dies notwendig, um bei Variation der Temperaturen im Wärmenetz und der Wärmeleistungen an den Hauptkomponenten der AWP die getroffenen Annahmen von 20 K Spreizung im Kesselwasser und einer Vorlauftemperatur von 70 °C zu erfüllen. Im Dühring Diagramm der Abbildung 4.11a, kennzeichnen die senkrechten Linien die Austrittstemperaturen der externen Wärmeträger aus Verdampfer ( $tea_0$ ), Absorber ( $tea_3$ ) und Generator ( $tea_4$ ). Wegen der Absenkung der Heizwassertemperatur bei gleichbleibender Rücklauftemperatur (50 °C) verlagert sich der Sorptionskreislauf in einen niedrigeren Konzentrationsbereich mit einer Konzentrationsänderung von 48,4 auf 51,7 Gew.% und es stellt sich ein höheres Druckniveau  $P_0$  von 5,1 kPa ein. Bei der internen Kältemittelverdampfungstemperatur von 33 °C wird das Rauchgas auf 34 °C ausgekühlt. Abbildung 4.11b zeigt die übertragene Wärmeleistung an Verdampfer  $Q[1]$ , Kondensator  $Q[2]$ , Absorber  $Q[3]$  und Generator  $Q[4]$ . Mit abnehmender Heizwassertemperatur wird insgesamt weniger Leistung an den Komponenten übertragen.

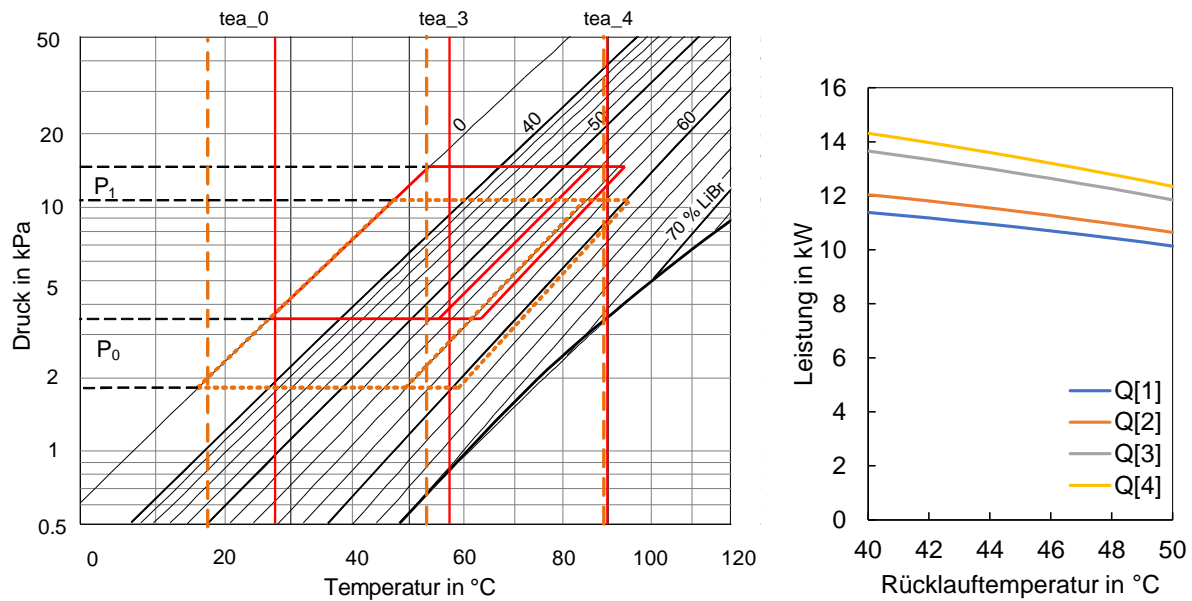


(a) Prozesskreislauf im Dühring Diagramm bei 95 °C (rot) und 85 °C (orange) Heizwassereintrittstemperatur

(b) Wärmeleistung  $Q$  an Verdampfer [1], Kondensator [2], Absorber [3] und Generator [4]

Abbildung 4.11: Einfluss der Heizwassertemperatur im Bereich 85 °C bis 95 °C

Die Auswirkung einer Absenkung der Rücklauf­temperatur von 50 °C auf 40 °C ist in Abbildung 4.12 dargestellt. In Abbildung 4.12a erfolgt die Darstellung im Dühring Diagramm. Aufgrund der Absenkung der Rücklauf­temperatur bei gleichbleibender Heizwassertemperatur (95 °C) verlagert sich der Sorptionskreislauf hin zu niedrigeren Druckniveaus ( $P_0$  und  $P_1$ ) und einem höheren Konzentrationsbereich mit einer Konzentrationsänderung von 55,8 auf 60,5 Gew.%. Die interne Kältemittelverdampfungstemperatur liegt bei einem Druckniveau  $P_0$  von 18 kPa bei 16 °C, dadurch wird eine Auskühlungstemperatur des Rauchgases auf 17 °C erreicht. Wie die Leistungen der Hauptkomponenten aufgetragen über der Rücklauf­temperatur in Abbildung 4.12b zeigen, wird durch Absenkung der Rücklauf­temperatur ein höherer Leistungsumsatz erreicht. Im Vergleich zu dem betrachteten Fall der Absenkung der Heißwassertemperatur führt die Reduzierung der Rücklauf­temperatur zu einer stärkeren Änderung der Volumenströme im Wärmenetz. Bei gleichbleibender Kesselleistung führt die Absenkung der Rücklauf­temperatur von 50 °C auf 40 °C zu einer Reduktion des Massenstroms im Wärmenetz um circa 30 % von 0,7 auf 0,49 kg/s. Hinzu kommen insgesamt höhere übertragende Wärmeleistungen an den Wärmeübertragern, sodass der Rücklauf über Absorber und Kondensator um 13 K von 40 auf 53 °C erwärmt wird.



(a) Prozesskreislauf im Dühring Diagramm bei 50 °C (rot) und 40 °C (orange) Kühlwassereintrittstemperatur

(b) Wärmeleistung  $Q$  an Verdampfer [1], Kondensator [2], Absorber [3] und Generator [4]

Abbildung 4.12: Einfluss der Rücklauf­temperatur im Bereich von 40 °C bis 50 °C

Betrachtet man eine Absorptionswärmepumpe, die gemäß dem Betriebskonzept ohne Lösungs- und Kältemittelumlaufpumpe betrieben wird, das im vorangegangenen Kapitel vorgestellt wurde, ergeben sich daraus besondere Prozessmerkmale. Auf diese wird nachfolgend genauer eingegangen und ihre Wirkung auf den Kreisprozess analysiert.

Der Generator/Thermosiphon-Austreiber ist als Gleichstromwärmeübertrager konzipiert, um optimale Bedingungen für den thermisch angetriebenen Lösungsumlauf zu schaffen. Eine hohe Temperaturdifferenz am unteren Siederohrende soll den Beginn des Siedevorgangs erleichtern. Die detaillierte Beschreibung zu dem Konzept des Thermosiphon-Austreibers folgt in Kapitel 4.4. Im Vergleich zu dem in das Dühring Diagramm eingetragenen Prozesskreislauf einer konventionellen AWP mit Gegenstrom-Generator in Abbildung 4.10, verschiebt sich der Prozess dadurch hin zu einer etwas niedrigeren Lösungskonzentration. Die Gleichgewichtstemperatur der armen Lösung entspricht der Heizwasseraustrittstemperatur abzüglich der treibenden Temperaturdifferenz.

Bei Einsatz eines Verdampfers mit Kältemittelumlaufpumpe wird der Verdampfersumpf als Kältemittelreservoir genutzt, aus dem abhängig von der Verdampferleistung Kältemittel entnommen oder zurückgehalten werden kann. Dadurch ändert sich die Lösungskonzentration bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Der Verzicht der Pumpe erfordert von dem Verdampfer, trotz geringer Berieselungsdichte optimale Bedingungen hinsichtlich Benetzung zu gewährleisten, um die vom Kondensator ankommende Kältemittelmenge möglichst vollständig zu verdampfen. Außerdem gibt es kein Kältemittelreservoir und der sich im

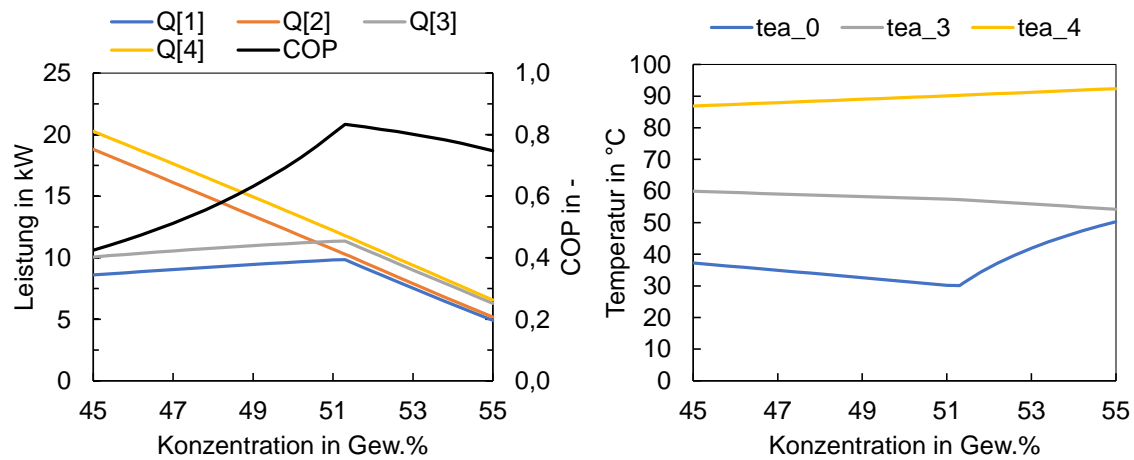
Kreislauf befindliche Massenstrom des Kältemittels bleibt stets unverändert. Die Konzentration der reichen Lösung kann sich folglich nicht auf unterschiedliche Betriebsbedingungen anpassen. Das heißt, für die AWP wird eine zum Auslegungspunkt passende Lösungskonzentration gewählt und der Kreisprozess wird auch bei allen davon abweichenden Betriebspunkte mit dieser Lösungskonzentration betrieben.

Weichen die Betriebsbedingungen vom Auslegungspunkt ab, treten im Verdampfer zwei Effekte auf, die sich effizienzmindern auf die AWP auswirken. Entweder, im Generator wird mehr Kältemittel ausgetrieben als im Verdampfer umgesetzt werden kann und die überschüssige Kältemittelmenge fließt in flüssigem Zustand in den Absorbersumpf ohne für den Entzug der Rauchgaswärme zur Verfügung zu stehen. Demzufolge hat der höhere Antriebswärmestrom im Generator keine Wirkung auf die Verdampferleistung und der COP der AWP sinkt zwangsläufig. Oder, es wird weniger Kältemittel ausgetrieben als im Verdampfer verdampft werden kann und es kommt zum Austrocknen der Wärmeübertragerfläche und einem damit einhergehenden verminderten Wärmedurchgangskoeffizient ( $U$ ) im Verdampfer, da die aktive Wärmeübertragungsfläche ( $A$ ) abnimmt.

Abbildung 4.13 zeigt die Ergebnisse der Prozessberechnung für die Prozessparameter aus Tabelle 2, in der dieser Sachverhalt berücksichtigt wird. Abbildung 4.13a zeigt die umgesetzten Leistungen an den Wärmeübertragern und den COP über einen Konzentrationsbereich der reichen Lösung von 55 Gew.% bis 45 Gew.%. Die optimale Lösungskonzentration, bei der im Verdampfer das ausgetriebenen Kältemittel vollständig umgesetzt wird und das größtmögliche Wärmeverhältnis ( $COP=0,84$ ) erreicht wird, liegt für die getroffenen Annahmen (95 °C Heißwasser, 50 °C Wärmenetzzrücklauf) bei 51,5 Gew.%. Bei höheren Konzentrationen wird weniger Kältemittel ausgetrieben, aufgrund der durch die konzentrationsbedingt höhere Siedetemperatur geringer werdende treibende Temperaturdifferenz am Generator. Dieses wird im Verdampfer dann zwar vollständig aber unter Berücksichtigung eines variablen, schlechteren UA-Werts verdampft wird. Infolgedessen wird an allen Hauptkomponenten weniger Leistung übertragen.

Für Konzentrationen  $X < 51,5$  Gew.% ist eine deutliche Verminderung des COPs erkennbar. Diese resultiert aus dem zunehmenden Anteil an Kältemittel, das im Verdampfer nicht umgesetzt werden kann aber durch die Mischung mit der Sorptionslösung im Absorbersumpf dennoch im Generator ausgetrieben werden muss. Die Austrittstemperaturen der externen Wärmeträger in Abbildung 4.13b zeigt, der niedrigste Wert für die Rauchgasauskühlungstemperatur  $tea_0$  wird bei 51,5 Gew.% erreicht und beträgt 31 °C. Eine Konzentrationsänderung im Bereich  $X \leq 51,5$  Gew.% wirkt sich deutlich schwächer auf die erreichte Rauchgasauskühlungstemperatur  $tea_0$  aus, als die Änderung der Konzentration im Bereich  $X \geq 51,5$  Gew.% bewirkt.

Der mit zunehmender Lösungskonzentration abnehmende Leistungsumsatz an Austreiber und Kondensator führt zu einer schwächeren Auskühlung des Heizwassers tea\_4 und geringeren Temperaturerhöhung des Rücklaufs auf tea\_3.



(a) Leistungen und COP

(b) Austrittstemperaturen der externen Wärmeträger aus Verdampfer tea\_0, Absorber tea\_3 und Generator tea\_4

Abbildung 4.13: Einfluss der Konzentrationsänderung im Bereich von 45 bis 55 Gew.%

Zur genaueren Darstellung der internen Prozessparameter sind in Abbildung 4.14 die Prozesskreisläufe für eine Lösungskonzentration der reichen Lösung von 55 Gew.% in Abbildung 4.14a und 45 Gew.% in Abbildung 4.14b im Dühring Diagramm dargestellt. Bei der Lösungskonzentration von 55 Gew.% stellt sich ein vorteilhaft niedriges Druckniveau  $P_0$  ein und es wird die interne Verdampfungstemperatur von 21 °C zur Auskühlung des Rauchgases zur Verfügung gestellt. Allerdings ist die Menge an ausgetriebenem Kältemittel im Generator durch die Heißwassertemperatur (95 °C am Eintritt) limitiert und das Rauchgas kann dadurch nur auf knapp 50 °C ausgekühlt werden. Bei 45 Gew.% Lösungskonzentration sind die treibenden Temperaturdifferenzen im Generator höher, damit ist die Ausgasungsbreite und die Menge an ausgetriebenem Kältemittel deutlich größer. Im Verdampfer wird daher eine geringe Grädigkeit zwischen Rauchgastemperatur und interner Kältemittelverdampfungstemperatur erreicht. Bei der niedrigen Lösungskonzentration liegen die Druckniveaus  $P_0$  und  $P_1$  deutlich höher, und die interne Kältemittelverdampfungstemperatur beträgt 37 °C.

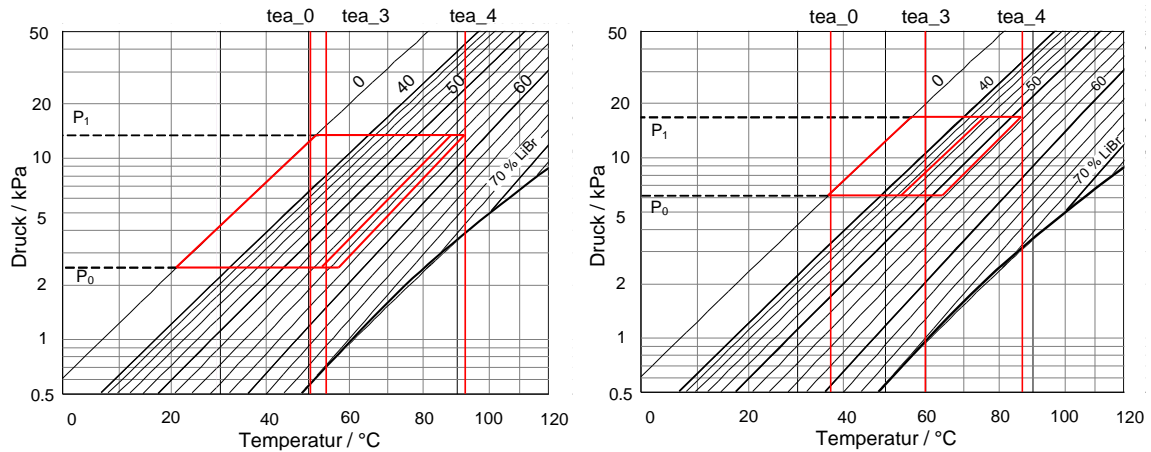
(a)  $X_r=55$  Gew.%(b)  $X_r=45$  Gew.%

Abbildung 4.14: Kreisprozess im Dühring Diagramm Betriebspunkte mit 55 Gew.% und 45 Gew.%

Für jeden Betriebspunkt gibt es demnach abhängig von den externen Temperaturniveaus (sowie auch abhängig von weiteren Parametern wie zum Beispiel Wärmeübergangskoeffizienten) eine Lösungskonzentration, für die der bestmögliche COP erreicht wird. Wie in Abbildung 4.11 diskutiert, hat die Absenkung der Heizwassertemperatur den Effekt, dass dieser bei geringeren Konzentrationen erreicht wird. Bei Absenkung der Rücklauftemperatur sind höhere Lösungskonzentration vorteilhaft für den COP. Liegen die Lösungskonzentrationen unterhalb der optimalen Lösungskonzentration können dennoch niedrige Auskühlungstemperaturen erreicht werden, allerdings zu Lasten eines deutlich schlechteren COPs.

#### 4.2.3. Apparate technische Umsetzung der Wärmeübertrager

##### Verdampfer

Eine bewährte Ausführung des Verdampfers in Absorptionswärmepumpen ist der Fallfilmapparat. Diese Bauart ermöglicht niedrige Druckverluste auf Seite der Kältemittelverdampfung und es werden Leistungseinbußen vermieden. In dem betrachteten Anwendungsfall wird der Verdampfer nicht mit Wasser beheizt, sondern mit dem Kesselrauchgas eines Holz-befeuerten Heizkessels. Der hohe Staubgehalt des Rauchgases kann zu Ablagerungen und weitreichenden Verschmutzungen des Wärmeübertragers führen. Eine geeignete Wahl der Strömungsführung, sodass niedrige Geschwindigkeiten und Stagnationszonen verhindert werden, kann dem entgegenwirken. Im Kondensat lösen sich Rauchgaskomponenten und es nimmt die Eigenschaften einer Säure an, deswegen sind säurebeständige Werkstoffe zu wählen, die unempfindlich gegen Korrosion durch chlor- und schwefelhaltige Säuren sind. Es ergeben sich sowohl an die Rauchgasseite als auch an die Seite der Kältemittelverdampfung besondere Anforderungen, die in der Konzeption berücksichtigt werden müssen.

Das Rauchgas kann mantel- oder rohrseitig geführt werden. Bei einer mantelseitigen Strömungsführung sind mehrere Umlenkungen unabdingbar, um eine ausreichend hohe Strömungsgeschwindigkeit zu erreichen. Das Rauchgas mäandriert entlang des Rohrbündels, das dabei quer angeströmt wird. Allerdings erschwert der Einbau von Umlenklechen die Reinigung der Wärmeübertragerflächen und beeinträchtigt den Kondensatablauf. Findet die Kältemittelverdampfung im Rohr statt, sind aufgrund des tendenziell kleineren Strömungsquerschnitts höhere Druckverluste in der Dampfströmung zu erwarten.

Eine rohrseitige Strömungsführung des Rauchgases ist vorteilhaft hinsichtlich geringer Druckverluste bei der Kältemittelverdampfung an der Rohraußenseite infolge des größeren Querschnitts für die Dampfströmung. Außerdem werden höhere Rauchgas-Strömungsgeschwindigkeiten zum Erreichen einer effektiven Wärmeübertragung an der Rohrinenseite erreicht.

In Absorptionswärmepumpen werden Fallfilmwärmeübertrager überwiegend in der horizontalen Bauweise ausgeführt. In der hier beschriebenen Konfiguration wird die senkrechte Bauweise gewählt, die zwei entscheidende Vorteile mit sich bringt. Erstens, das Rauchgas durchströmt die senkrechten Rohre von oben nach unten, dadurch erfolgt die Austragung von Schmutzpartikeln und Kondensat in Strömungsrichtung. Die senkrechten Rohre können zusätzlich mechanisch und über Wassereindüsung am Rauchgaseintritt gereinigt werden. Zweitens, das Kältemittel wird am oberen Rohrende aufgegeben, verteilt sich mantelseitig über den Umfang und verdampft entlang des Fallfilms. Bei gleicher Kältemittelaufgabemenge und gleicher Größe der Wärmeübertragerfläche kann bei senkrechter Rohranordnung eine höhere Berieselungsstärke erreicht werden als bei horizontalen Rohren. Dies ist insbesondere für die gewählte Prozessführung relevant, da bei dem Betrieb ohne Kältemittelumlaufpumpe nur eine begrenzte Kältemittelaufgabemenge zur Verfügung steht. Eine höhere Berieselungsstärke begünstigt eine gleichmäßige Kältemittelverteilung auf die Rohre und die Benetzung Rohroberfläche. Die für den Fallfilmverdampfer ausgewählte Bauform ist schematisch in Abbildung 4.15 dargestellt.

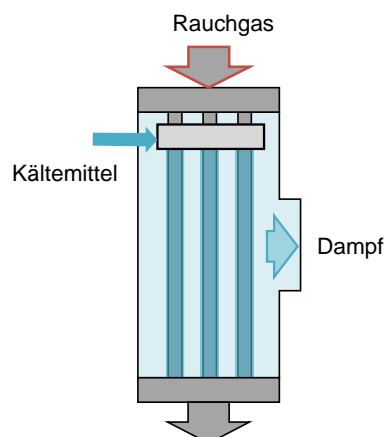


Abbildung 4.15: Schema der ausgewählten Variante des Fallfilm-Verdampfers



### Generator/Thermosiphon-Austreiber

Der Thermosiphon-Austreiber ist als senkrecht Rohrbündel konzipiert. In den Rohren befindet sich die LiBr-Lösung, die durch die mantelseitige Beheizung mit Heizwasser zum Sieden gebracht wird. Mit den entstehenden Dampfblasen bildet sich entlang der Siederohre eine Zweiphasenströmung aus. Das obere Ende der Siederohre führt in den Separator, wo die ankommende Zweiphasenströmung in Dampf- und Flüssigphase getrennt wird. Damit der Siedevorgang in den Rohren einsetzen kann, muss eine ausreichend hohe Übertemperatur an der Rohrwand vorliegen. Das Heizwasser wird deswegen im Gleichstrom mit der Lösung geführt und tritt am unteren Ende in den Mantelraum ein. Von dort wird es über Umlenkbleche mäanderförmig nach oben geleitet. Dadurch wird eine höhere Strömungsgeschwindigkeit und damit eine verbesserte Wärmeübertragung ermöglicht. Es wurden Stahlrohre ausgewählt, die zwar im Vergleich zu Kupferrohren eine geringere Wärmeleitfähigkeit aufweisen aber dafür aufgrund einer höheren Oberflächenrauigkeit eine höhere Anzahl potenzieller Keimstellen zur Verfügung stellen und somit den Siedebeginn erleichtern.

### Absorber

Der Absorber wird konventionell als Fallfilmwärmeübertrager mit einem horizontalem Rohrbündel aus Kupferrohren ausgeführt. Die arme LiBr-Lösung wird über eine Verteilwanne mit definierten Abtropfstellen auf die oberste Rohrlage aufgebracht und rieselt von dort über die darunterliegenden Rohrlagen nach unten. Der vom Verdampfer kommende Wasserdampf wird von der Lösung absorbiert. Die dabei freiwerdende Wärme wird an das in den Rohren strömende Kaltwasser übertragen. Das Kaltwasser tritt am unteren Ende des Bündels ein und wird über die Rohrlagen nach oben geführt. Als Berieselungsstärke wird typischerweise ein Wert von 50 bis 150 L/(m·h) für die Auslegung veranschlagt. Bei dem betrachteten Anwendungsfall ist eine geringe Bauhöhe des Absorbers insbesondere erstrebenswert, da der Thermosiphon-Austreiber dadurch weniger Hubhöhe erbringen muss. Bei der Auslegung wurde daher eine geringere Anzahl von Rohrlagen und dementsprechend eine höhere Anzahl von Rohrspalten gewählt, dadurch muss jedoch eine geringere Berieselungsstärke (50 L/(m·h)) in Kauf genommen werden.

### Kondensator

Der Kondensator ist als halboffener Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Die Platten werden mit Kaltwasser durchströmt, während sich an der Außenseite der Platten der Dampf niederschlägt und abtropft. Aufgrund der offenen Bauweise sind die Druckverluste auf Seite des Kältemitteldampfes verhältnismäßig gering.

### 4.3. Rauchgas-beheizter Fallfilmverdampfer

In diesem Kapitel werden zunächst die Wärmeübertragungsmechanismen des rauchgasbeheizten Fallfilmverdampfers erläutert. Dabei werden sowohl die relevanten Korrelationen für die Rauchgaskondensation als auch für die Fallfilmverdampfung aufgezeigt. Auf Basis dieser erfolgt dann die thermische Auslegung des Rauchgas-beheizten Fallfilmverdampfers.

#### 4.3.1. Wärmeübergang bei der Rauchgaskondensation

Der Wärmeübergang bei der Rauchgaskondensation wird nach dem Berechnungsansatz der Kondensation von Dampf in Anwesenheit inerte Gase ermittelt [66]. Von dem Rauchgas wird sowohl die Kondensationswärme des Dampfes als auch der sensible Wärmebeitrag durch die Auskühlung der Gasströmung an die Wärmeübertragerfläche übertragen. Der nicht kondensierbare Anteil im Rauchgas stellt dabei einen zusätzlichen Transportwiderstand für den Dampf dar, der durch das Inertgaspolster diffundieren muss, um zur Phasengrenze zu gelangen. An der Wärmeübertrageroberfläche schlägt sich der Dampf dann als Kondensatfilm nieder. Abbildung 4.16 zeigt das Temperaturprofil und das Partialdruckprofil beim Wärmeübergang vom Rauchgas auf die Rohrwand. Die Temperaturabnahme erfolgt ausgehend von der Rauchgaskernströmung mit der Temperatur  $\vartheta_G$  zur Filmoberflächentemperatur  $\vartheta_{FO}$  des Kondensats und der Temperatur an der inneren Rohrwand  $\vartheta_W$  bis zur Kältemittelverdampfung an der Rohraußenseite bei der Temperatur  $\vartheta_{KM}$ . Der Partialdruck des Dampfes  $p_D$  fällt von der Kernströmung in der Rohrmitte zur Phasengrenze hin ab, während der Partialdruck der Inertgase  $p_I$  ansteigt. Die Sättigungstemperatur an der Phasengrenze ist demnach niedriger als in der Kernströmung.

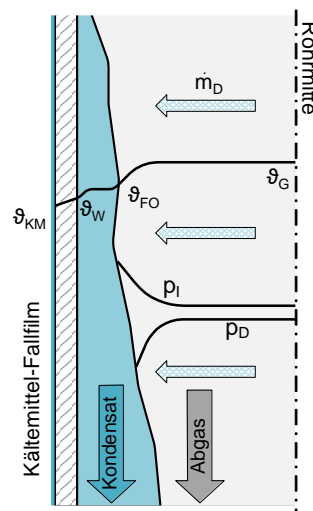


Abbildung 4.16: Wärmeübergang bei der Kondensation in Anwesenheit inerte Gase nach [66]

Der lokale Wärmedurchgangskoeffizient  $U$  wird durch die auftretenden Wärmeübergangswiderstände  $R$  zwischen der Gaskernströmung und der Kältemittelverdampfung bestimmt.

$$\frac{1}{UA_a} = R_{eff} + R_{F'} \quad (4.6)$$

Mit

$$R_{eff} = \frac{1}{\alpha_{eff} A_i} \quad (4.7)$$

$$R_{F'} = \frac{1}{\alpha_{FO, KM} A_a} = \frac{1}{\alpha_{FO, W} A_i} + \frac{s}{\lambda_W A_m} + \frac{1}{\alpha_{FF} A_a} \quad (4.8)$$

Da hier der Wärmedurchgang durch ein Rohr betrachtet wird, werden die innere Mantelfläche  $A_i = \pi d_i L$ , die äußere Mantelfläche  $A_a = \pi d_a L$  und die logarithmisch gemittelte Querschnittsfläche  $A_m = \frac{A_a - A_i}{\ln(A_a/A_i)}$  berücksichtigt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{eff}$  stellt den gekoppelten Wärme- und Stofftransport von der Gaskernströmung zur Filmoberfläche dar. Der Wärmewiderstand  $R_{F'}$  beinhaltet den Wärmeübergang vom Kondensatfilm an die Rohrwand mit  $\alpha_{FO, W}$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_W$  des Rohres mit der Wandstärke  $s$  und den Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung auf der Rohrmantelseite mit  $\alpha_{FF}$ .

Für die Berechnung der übertragenen Wärmeleistung wird das Rohr in Segmente unterteilt und für jedes Segment die übertragene Wärmeleistung und die Änderung der Zustandsgrößen bestimmt.

$$d\dot{Q}_i = U_i \cdot dA \cdot d\vartheta_{log,i} \quad (4.9)$$

und

$$d\vartheta_{log,i} = \frac{(\vartheta_{G,i} - \vartheta_{KM}) - (\vartheta_{G,i+1} - \vartheta_{KM})}{\ln \frac{(\vartheta_{G,i} - \vartheta_{KM})}{(\vartheta_{G,i+1} - \vartheta_{KM})}} \quad (4.10)$$

mit der Rauchgastemperatur bei Eintritt  $\vartheta_{G,i}$  und der Rauchgastemperatur  $\vartheta_{G,i+1}$  bei Austritt aus dem betrachteten Segment. Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels  $\vartheta_{KM}$  wird entlang des Rohres als konstant angenommen.

Die gegenüber der Rauchgaskernströmung reduzierte Oberflächentemperatur des Kondensatfilms stellt die theoretische Untergrenze für die Auskühlung der Kernströmung dar und bestimmt somit die maximal übertragbare Kondensationswärme. Die Bestimmung der Filmoberflächentemperatur erfordert eine iterative Lösung der Energiebilanz aus Glg. (4.11). Darin beschreibt  $\dot{q}_G$  die Wärmestromdichte von der Gaskernströmung zur Filmoberfläche und

$\dot{q}_K$  die Wärmestromdichte von der Kondensatfilmoberfläche zum Kältemittelfallfilm an der Rohrwandaußenseite.

$$\begin{aligned}\dot{q}_G &= \dot{q}_K \\ \alpha_{eff}(\vartheta_G - \vartheta_{FO}) &= \alpha_{FO, KM}(\vartheta_{FO} - \vartheta_{KM})\end{aligned}\quad (4.11)$$

Die Bestimmung der Wärmestromdichten  $\dot{q}_G$  und  $\dot{q}_K$  wird nachfolgend einzeln erläutert.

#### Wärmestrom von der Gaskernströmung zur Kondensatfilmoberfläche

Der Wärmeübergang von der Gasströmung auf den Kondensatfilm wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{eff}$  beschrieben, der die Kopplung von Wärme- und Stofftransport gemäß Glg. (4.12) berücksichtigt. Im ersten Term wird mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_G$  die sensible Kühlung der Gasströmung beschrieben. Die treibende Kraft ist die Temperaturdifferenz zwischen der Gaskernströmung  $\vartheta_G$  und der Oberflächentemperatur des Kondensatfilms  $\vartheta_{FO}$ . Der zweite Term beschreibt mit dem Stoffübergangskoeffizienten  $\beta_G$  den Stofftransport bei Übertragung der Kondensationswärme mit der Kondensationsenthalpie bei der Filmoberflächentemperatur  $\Delta h_{(\vartheta_{FO})}$ . Hier stellt die Differenz des Stoffmengenanteils des Wasserdampfs zwischen der Kernströmung und der Filmoberfläche ( $y_D - y_{FO}$ ) die treibende Kraft dar.

$$\dot{q}_G = \alpha_{eff}(\vartheta_G - \vartheta_{FO}) = \alpha_G(\vartheta_G - \vartheta_{FO}) + \beta_G \rho_G (y_D - y_{FO}) \cdot \Delta h_{(\vartheta_{FO})} \quad (4.12)$$

Der Stoffmengenanteil des Dampfes in der Gaskernströmung  $y_D$  und der Stoffmengenanteil des Dampfes an der Filmoberfläche  $y_{FO}$  stehen dabei nach dem Gesetz von Dalton in direktem Zusammenhang mit dem Partialdruck.

Das Produkt aus dem Stoffübergangskoeffizient, der Dichte des Gases  $\rho_G$  und der Differenz der Stoffmengenanteile des Wasserdampfs ergibt die Massenstromdichte und gibt den Massenstrom des Wasserdampfes an, der pro Fläche kondensiert wird.

$$\dot{m}_D = \beta_G \rho_G (y_D - y_{FO}) \quad (4.13)$$

Der Stoffübergangskoeffizient wird nach der Lewis'schen Beziehung über den Wärmeübergangskoeffizienten der Gasströmung berechnet.

$$\beta_G = \frac{\alpha_G}{c_{p,G} \cdot \rho_G} Le^{-\frac{2}{3}} \quad (4.14)$$

Diese bezieht neben  $\alpha_G$  die spezifische Wärmekapazität der Gasströmung  $c_{p,G}$ , die Dichte des Gases  $\rho_G$  und die Lewis-Zahl  $Le$  mit ein.

Wärmestrom von der Kondensatfilmoberfläche zur Kältemittelseite

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  wird über den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{FO,KM}$  beschrieben.

$$\dot{q}_K = \alpha_{FO,KM}(\vartheta_{FO} - \vartheta_{KM}) \quad (4.15)$$

Darin ist  $\vartheta_{FO}$  die Kondensatfilmoberflächentemperatur und  $\vartheta_{KM}$  die Temperatur der Kältemittelverdampfung. Entsprechend Glg. (4.8) beinhaltet  $\alpha_{FO,KM}$  den vollständigen Wärmeübergang von der Kondensatfilmoberfläche bis hin zur Seite der Kältemittelverdampfung.

$$\frac{1}{\alpha_{FO,KM}A_a} = \frac{1}{\alpha_{FO,W}A_i} + \frac{s}{\lambda_W A_m} + \frac{1}{\alpha_{FF}A_a} \quad (4.16)$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_W$  und die Stärke  $s$  der Rohrwand sind bekannte Größen. Auf die Berechnung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung  $\alpha_{FF}$  wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{FO,W}$  wird über die Nusselt-Zahl des Kondensatfilms  $Nu_F$  berechnet.

$$Nu_F = \frac{\alpha_{FO,W}L_F}{\lambda_F} \quad (4.17)$$

Darin ist  $\lambda_F$  die Wärmeleitfähigkeit des Kondensatfilms und  $L_F$  die charakteristische Länge der Filmströmung, die sich gemäß Glg. (4.18) aus der kinematischen Viskosität des Kondensatfilms  $\nu_F$  berechnet.

$$L_F = \left( \frac{\nu_F^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.18)$$

Als charakteristische Länge wäre hier die Filmdicke  $s_F$  zu erwarten, da diese allerdings von der Reynoldszahl abhängt, wird in [67][68] die Größe aus Glg. (4.18) verwendet. Die Filmdicke berechnet sich hingegen nach Schnabel [68] aus

$$s_{F,l} = \left( \frac{3\nu_F^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{1}{3}} \quad (4.19)$$

für  $Re < 400$ . Und aus

$$s_{F,t} = 0,302 \left( \frac{3\nu_F^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{8}{15}} \quad (4.20)$$

für  $Re > 400$ .

Die Nusselt-Zahl wird nach Numrich [66][67] aus der Überlagerung der Nusselt-Zahl bei laminarer Strömung  $Nu_{F,l}$  und bei turbulenter Strömung  $Nu_{F,t}$  für den Wärmeübergang in Umgebung von ruhendem Dampf bestimmt. Dabei werden die Korrekturfaktoren  $K_W$  und  $K_{PH}$  und der Welligkeitsfaktor  $f_{well}$  berücksichtigt.

$$Nu_F = \sqrt{(K_{PH,l} \cdot K_W \cdot Nu_{F,l} \cdot f_{well})^2 + (K_{PH,t} \cdot K_W \cdot Nu_{F,t})^2} \quad (4.21)$$

Für die Nusselt-Zahlen werden die folgenden Korrelationen verwendet:

$$Nu_{F,l} = 0,693 \cdot \left( \frac{1 - \frac{\rho_G}{\rho_F}}{Re_F} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.22)$$

$$Nu_{F,t} = \frac{0,0283 \cdot Re_F^{\frac{7}{4}} \cdot Pr_F^{\frac{1}{3}}}{1 + 9,66 \cdot Re_F^{\frac{3}{8}} \cdot Pr_F^{\frac{1}{6}}} \quad (4.23)$$

Mit der Dichte des Rauchgases  $\rho_G$  und des Kondensatfilms  $\rho_F$ . Die Reynoldszahl  $Re_F$  des Kondensatmassenstroms ist abhängig vom Kondensatmassenstrom  $\dot{M}_F$ , der dynamischen Viskosität  $\mu_F$  und dem Rohrdurchmesser  $d_i$ .

$$Re_F = \frac{\dot{M}_F}{\pi d_i \cdot \mu_F} \quad (4.24)$$

Die Prandtl Zahl des Kondensatfilms  $Pr_F$  wird aus der dynamischen Viskosität  $\mu_F$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,F}$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_F$  berechnet.

$$Pr_F = \frac{\mu_F \cdot c_{p,F}}{\lambda_F} \quad (4.25)$$

Im betrachteten Anwendungsfall wirkt durch die Strömung des Rauchgases entlang des Kondensatfilms eine Schubspannung, die den Wärmeübergang beeinflusst. Dieser Einfluss wird in Gleichung (4.21) durch den Korrekturfaktor  $K_W$  für den betrachteten Fall eines Gleichstroms von Rauchgas und Kondensatfilm berücksichtigt. Im Gegensatz zu einer reinen Dampfströmung, wird die Schubspannung hier durch das Rauchgas hervorgerufen. Aufgrund der Unterschiede in den stofflichen Eigenschaften, wird der Korrekturfaktor  $K_{PH}$  angewandt. Die Welligkeit der Kondensatfilmoberfläche verbessert den Wärmeübergang, was durch den Welligkeitsfaktor  $f_{well}$  mit einbezogen wird.

$$f_{well} = \frac{Nu_{F,l,well}}{Nu_{F,l}} = \begin{cases} 1 & \text{für } Re_F < 1 \\ Re_F^{0,04} & \text{für } Re_F \geq 1 \end{cases} \quad (4.26)$$

#### 4.3.2. Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung an senkrechten Rohren, werden die Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs beim konvektiven Sieden herangezogen [68]. Wird das Kältemittel auf ein senkrecht angeordnetes Rohrbündel aufgegeben, bildet sich an der Rohraußenseite ein herablaufender Flüssigkeitsfilm. Die Zufuhr von Wärme führt zur Verdampfung des Kältemittels von der Oberfläche des Flüssigkeitsfilms.

Liegt die Temperaturdifferenz zwischen der Rohrwand und der Siedetemperatur des Kältemittels unter 6 K ist prinzipiell kein Blasensieden zu erwarten. Die Berechnungsschritte werden nachfolgend im Detail beschrieben.

Ausgangspunkt für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Fallfilmverdampfung  $\alpha_{FF}$  ist die Nusseltzahl. Die Nusseltzahl ist definiert über den Wärmeübergangskoeffizient, die Wärmeleitfähigkeit des Kältemittel-Flüssigkeitsfilms  $\lambda$  und die charakteristische Länge, die hier durch  $(v^2/g)^{1/3}$  ausgedrückt wird.

$$Nu = \frac{\alpha_{FF}}{\lambda} \left( \frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.27)$$

Für den Wärmeübergang beim konvektiven Sieden bei der Fallfilmverdampfung wird für die Nusseltzahl die nachfolgende Gleichung verwendet.

$$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (4.28)$$

Diese setzt sich aus einem laminaren Anteil und einem turbulenten Anteil zusammen.

$$Nu_{lam} = 0,9 Re^{-\frac{1}{3}} \quad (4.29)$$

$$Nu_{turb} = 0,00622 Re^{0,4} Pr^{0,65} \quad (4.30)$$

Die Reynoldszahl berechnet sich mit der Berieselungsdichte  $\Gamma$  in kg/(m·s) und der dynamischen Viskosität  $\mu$  aus der Gleichung

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu} \quad (4.31)$$

Die Gleichungen (4.27) bis (4.30) unterliegen der Annahme einer glatten Rohroberfläche. Die Gültigkeit der Gleichungen wurde durch experimentelle Untersuchungen bis zu einem minimalen Druck von 50 mbar nachgewiesen.

Standardmäßig werden Fallfilmapparate für Berieselungsdichten von 50 bis 150 kg/(m·h) ausgelegt, um eine vollständige Benetzung der Oberfläche zu garantieren. In der geplanten Anwendung steht nur eine begrenzte Kältemittelmenge für die Berieselung der Wärmeübertragerfläche zur Verfügung, die vollständig verdampft werden soll. Dadurch ergeben sich weitaus niedrigere Berieselungsdichten. Die Ergebnisse für den Wärmeübergangskoeffizienten aus Anwendung der Gleichungen über einen Bereich der Berieselungsdichte von 0 bis 120 kg/(m·h) und für einen Druck von 100, 50 und 26 mbar ist in Abbildung 4.17 dargestellt. Generell steigt der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten mit geringer werdender Berieselungsdichte und folglich abnehmender Filmdicke und damit verringertem thermischen Widerstand deutlich an. Das heißt, abhängig von der vorliegenden

Berieselungsdichte am oberen Ende der Rohre und der Abnahme des Kältemittelmassenstroms in Fließrichtung durch den Verdampfungsvorgang, ist die Änderung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mehr oder weniger stark ausgeprägt. Bei Berieselungsdichten von etwa  $100 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$  beträgt der Wert etwa  $3,8 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ . Durch die Verdampfung des Kältemittels ist nur eine geringe Veränderung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten in Fließrichtung entlang der Rohre zu erwarten. In diesem Fall findet keine vollständige Verdampfung statt, da das Kältemittel in einem deutlichen Überschuss vorliegt. Im Vergleich dazu, beträgt bei einer Berieselungsdichte von  $25 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$  der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten  $6,1 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ . Damit liegt er an der Aufgabeposition am oberen Ende des Rohres bereits etwa 60 % höher als bei der Berieselungsdichte von  $100 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$ . Wenn davon ausgehend, das Kältemittel über die Länge der Rohre vollständig verdampft und die Berieselungsdichte gegen  $0 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{h})$  abnimmt, geht dies mit einem signifikanten Anstieg des Wertes des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten einher.

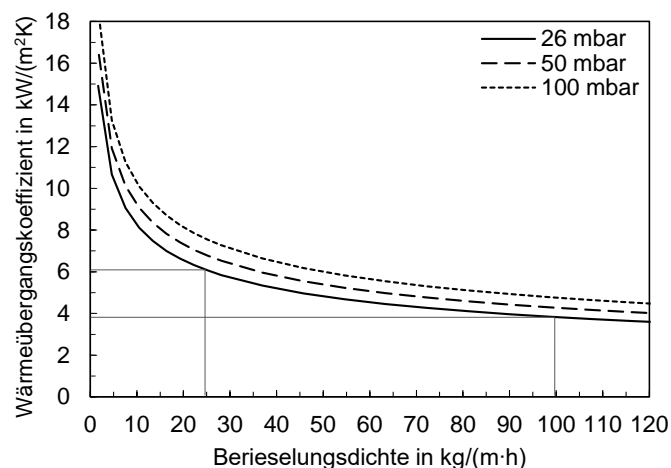


Abbildung 4.17: Berechneter Wärmeübergangskoeffizient bei der Fallfilmverdampfung in Abhängigkeit der Berieselungsdichte

Zur Einordnung dieser Ergebnisse sollte nicht außer Acht gelassen werden, dass sich die verwendeten Gleichungen auf glatte Rohre beziehen und diese nur bis zu einem minimalem Druck von 50 mbar experimentell bestätigt wurden.

Die Prozessdrücke im Verdampfer liegen bei den standardmäßigen Betriebsbedingungen von Absorptionswärmepumpen und -kältemaschinen üblicherweise unterhalb 50 mbar. Der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten bei 26 mbar scheint plausibel im Vergleich zu den Kurven der höheren Drücke. Allerdings ist bekannt, dass für das Kältemittel Wasser bei diesen niedrigen Drücken Phänomene auftreten, die das Verhalten bei der Verdampfung beeinflussen [69]. Ein umfassender Vergleich mit experimentell ermittelten Werten für den Wärmeübergangskoeffizienten bei der Fallfilmverdampfung von Wasser bei niedrigen



Prozessdrücken ist aufgrund der Datenlage nur begrenzt möglich. Schweigler [31] ermittelte Werte für Wärmeübergangskoeffizienten im Verdampfer einer Absorptionskältemaschine im Bereich von 2,9 bis 3,5 kW/(m<sup>2</sup>K). Li et al. [70] führte Experimente zur Fallfilmverdampfung unter Vakuumbedingungen durch und erreichte Werte im Bereich von 3,8 kW/(m<sup>2</sup>K). Die Größenordnung dieser experimentellen Daten stimmt mit den berechneten Werten überein.

Anstatt glatter Rohre, wurden für den Fallfilmverdampfer Rohre mit einer strukturierten Oberfläche ausgewählt. Dadurch soll auch bei sehr niedrigen Berieselungsdichten eine vollständige Benetzung der Rohroberfläche erzielt werden, um hohe Werte der Wärmeübergangskoeffizienten erreichen zu können. Unter dem Begriff Rohre mit strukturierter Oberfläche verstehen sich Rohre mit Rippen- oder Rillenstruktur, sowie Rohre mit einer porösen Oberflächenstruktur. Für die Fallfilmverdampfung an horizontalen und senkrechten Rohrbündeln mit strukturierten Rohren gibt es eine Vielzahl an experimentellen und theoretischen Untersuchungen, wobei das Kältemittel entweder auf der Rohraußenseite oder der Rohrrinnenseite aufgegeben werden kann. Das verwendete Kältemittel, das Material der Wärmeübertragerfläche, die Geometrie der Oberflächenstruktur sowie die Aufgabemenge, die Wärmestromdichte und die Verdampfungsrate beeinflussen die Benetzungs- und Wärmeübertragungsmechanismen. Ein umfassender Überblick über verschiedene Arbeiten zur Fluidynamik und Wärmeübertragung in Fallfilmverdampfer findet sich beispielsweise in Fernández-Seara et al. [71]. Empirische Korrelationen zur Bestimmung des Wärmeübergangs beziehen sich oftmals auf die speziellen Randbedingungen der Untersuchung und lassen sich deswegen nicht vorbehaltlos auf alle weiteren Anwendungsbereiche übertragen. Ganz allgemein lässt sich dennoch sagen, dass der Wärmeübergang durch den Einsatz strukturierter Rohre in den meisten Fällen deutlich verbessert werden kann. Untersuchungen zum Benetzungsverhalten zeigen eine höhere Benetzungsrate bei strukturierten Rohren als bei Glattrohren. Durch die Oberflächenstruktur wird eine höhere Filmstabilität erreicht, sodass im Vergleich zu glatten Oberflächen die Beaufschlagung mit deutlich niedrigeren Kältemittelmittelaufgabemengen möglich ist, bevor Filmabriss und stellenweise Austrocknung auftreten [45][71].

### **4.3.3. Auslegung des Wärmeübertragers**

Wie in Kapitel 4.2.3. beschrieben, ist der Verdampfer als senkrecht Rohrbündel konzipiert. Die Rohre werden von dem Rauchgas durchströmt und das Kältemittel bildet einen Fallfilm auf der Rohraußenseite. Für die Auslegung des Fallfilmverdampfers werden Anzahl, Länge und Durchmesser der Rohre bestimmt. Die Auswahl an Rohrdurchmessern ist eingegrenzt auf Rohre der Größe 1" (AD 25,45 mm) oder ¾" (AD 19 mm). Kriterien für die Auslegung sind der Druckverlust der Rauchgasströmung, die erzielbare Auskühlung des Rauchgases und die Berieselungsdichte des Fallfilms. Die Rauchgaszusammensetzung bestimmt sich aus der in

Kapitel 2.1.1. vorgestellten Verbrennungsrechnung, Tabelle 3 zeigt die angenommenen und berechneten Parameter für das Kesselrauchgas. Die Berechnung der Wärmeübertragung an der Rohrrinnenseite erfolgt, wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben, aus der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung bei der Rauchgaskondensation. Für die auf der Rohraußenseite stattfindende Fallfilmverdampfung werden die Werte aus Tabelle 4 verwendet. Der Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung  $\alpha_{FF}$  wurde nach den Gleichungen in Kapitel 4.3.2 bestimmt und entspricht dem Ergebnis bei einer Berieselungsdichte von 20 kg/(m·h).

Tabelle 3: Parameter für das Kesselrauchgas

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Kesselleistung	$\dot{Q}$	50	kW
Wirkungsgrad (bezogen auf den Heizwert)	$\eta$	90	%
Luftüberschusszahl	$\lambda$	1,5	-
Wassergehalt im Brennstoff	w	30	%
Heizwert	$H_u$	12100	kJ/kg
Rauchgasmassenstrom	$\dot{M}_{RG}$	0,0336	kg/s
Rauchgastemperatur Kesselaustritt	$\vartheta_{RG}$	140	°C
Taupunkt	$\vartheta_{Tau}$	54,2	°C

Tabelle 4: Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Druck	p	26	mbar
Sättigungstemperatur im Verdampfer	$\vartheta_V$	22	°C
Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_{FF}$	6550	W/(m <sup>2</sup> K)

Durch Modellrechnung wird für ein Rohrbündel mit 15 Rohren der Größe 1", den in Tabelle 3 genannten Rauchgaseigenschaften und dem Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung aus Tabelle 4 der Verlauf von Temperatur und Wärmeübertragung über eine Rohrlänge von 4 m in einem Einzelrohr ermittelt. Wie Abbildung 4.18 zeigt, wird das Rauchgas beim Durchgang durch den Wärmeübertrager von 140 °C auf eine Temperatur von 25 °C ausgekühlt. Der Verlauf der kumulierten Leistung zeigt einen deutlichen Anstieg zu Beginn, der anschließend abflacht. Demnach erfolgt der größte Anteil der Wärmeübertragung bereits im ersten Viertel des Strömungswegs. Die Temperatur der Rauchgaskernströmung  $\vartheta_{RG}$  liegt nach einer Rohrlänge von 1 m bei 67 °C und damit noch oberhalb der Taupunkttemperatur von 54 °C. Wegen der niedrigen Rohrwandoberflächentemperatur kommt es dennoch zur

Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes. Der Kondensatfilm weist mit einer Oberflächentemperatur  $\vartheta_{FO} \leq 30 \text{ °C}$  von Beginn an eine deutliche Temperaturdifferenz zum Rauchgas auf. Die in Abbildung 4.19 dargestellten Verläufe der latenten und sensiblen Wärmestromdichte zeigen deutlich, dass die Wärmeübertragung durch die Kondensation (latent) zu Beginn überwiegt. Ab einer Rohrlänge von einem Meter wird nahezu keine Kondensationswärme mehr übertragen. Der Wärmedurchgangskoeffizient (WDK), berechnet nach Glg. (4.6), wird von dem Wärmeübergang auf der Rauchgasseite  $\alpha_{\text{eff}}$  dominiert. Die unmittelbar einsetzende Rauchgaskondensation bei Eintritt des Rauchgases in das Rohr begünstigt den Wärmeübergang, wodurch der Wärmedurchgangskoeffizient seinen maximalen Wert von  $220 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  gleich zu Beginn erreicht. Bei 1 m Rohrlänge hat der Wärmedurchgangskoeffizient bereits den Wert für eine rein sensible Wärmeübertragung ( $\alpha_G$ ) aus dem Rauchgas angenommen.

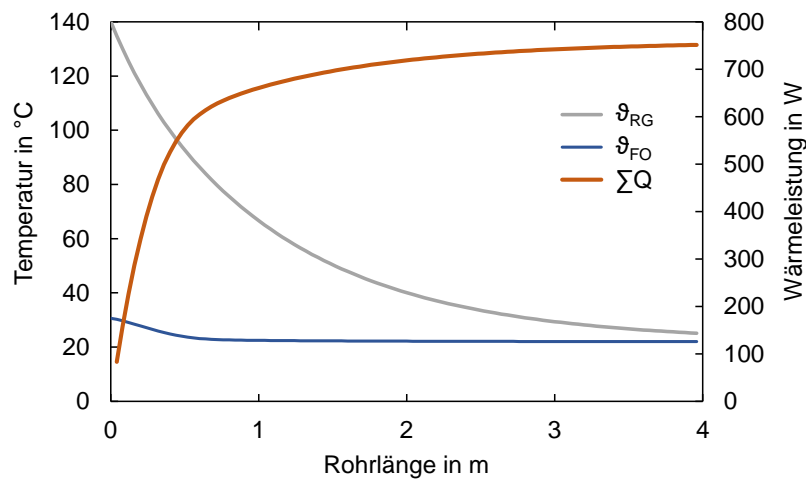


Abbildung 4.18: Verlauf von Rauchgastemperatur  $\vartheta_{RG}$ , Kondensatfilmoberflächentemperatur an der Rohrrinnenwand  $\vartheta_{FO}$  und kumulierter Wärmeleistung  $\Sigma Q$  in einem Rohr eines Bündels aus 15x1"Rohren

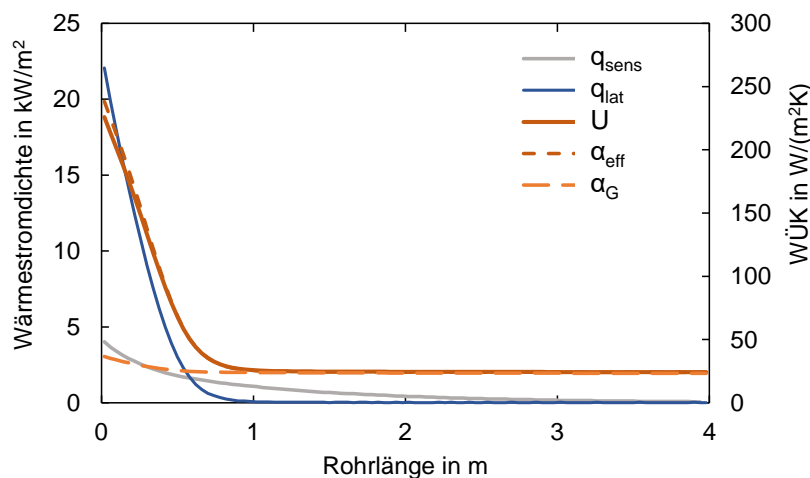


Abbildung 4.19: Verlauf der latenten  $q_{\text{lat}}$  und sensiblen  $q_{\text{sens}}$  Wärmestromdichte sowie des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$ , des Wärmeübergangskoeffizienten des Rauchgases  $\alpha_{\text{eff}}$  und des sensiblen Rauchgas-Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_G$  in einem Rohr eines Bündels aus 15x1" Rohren

Wie die Modellierung zeigt, ist nach der Rohrlänge von 1 m die Kondensation bereits nahezu vollständig abgeschlossen. Für die praktische Umsetzung wird eine Rohrlänge von 1,5 m für die weitere Auslegung des Wärmeübertragers gewählt, um eine bestmögliche Kondensationsleistung zu erzielen und den Großteil der sensiblen Wärme des Rauchgases zu nutzen.

Biomassekessel sind mit einem Saugzuggebläse ausgestattet, um das für die Verbrennung optimale Brennstoff/Luft-Verhältnis einstellen zu können [16]. Wird ein Rauchgaswärmeübertrager in das System integriert muss das Saugzuggebläse zusätzliche Druckverluste überwinden und gegebenenfalls größer dimensioniert werden. Herstellerabhängig sind standardmäßige Saugzuggebläse für einen Druckverlust bis 18 Pa ausgelegt. Für die weitere Dimensionierung werden nachfolgend die Druckverluste in der Rauchgasströmung, die umgesetzte Wärmeleistung und die Berieselungsdichte des Kältemittels betrachtet. Da sich abhängig von dem Brennstoff-Wassergehalt sowohl ein anderer Rauchgasmassenstrom als auch Taupunkt einstellt, werden die drei Brennstoffwassergehalte 10%, 20% und 30% untersucht. Für die Berechnung werden die Werte aus Tabelle 3 und Tabelle 4 verwendet, die durch den Wassergehalt davon abweichenden Größen sind in Tabelle 5 aufgeführt. Als Rohrdimensionen wurden  $\frac{3}{4}$ " und 1" Rohre untersucht. Ziel der Untersuchung ist die Festlegung der Rohranzahl bei gegebener Bündellänge von 1,5 m, um eine effiziente Wärmeübertragung in Verbindung mit einem technisch zulässigen Druckverlust zu erreichen.

Tabelle 5: Parameter für das Kesselrauchgas bei unterschiedlichen Brennstoff-Wassergehalt

Größe	Zeichen	w=30%	w=20%	w=10%	Einheit
Heizwert	$H_u$	12100	14500	16760	kJ/kg
Rauchgasmassenstrom	$\dot{M}_{RG}$	0,0336	0,03147	0,03022	kg/s
Taupunkt	$T_{Tau}$	54,2	50,6	47,2	°C

Die Druckverluste für die Rohrgrößen 1" (25,4 mm) und  $\frac{3}{4}$ " in Abhängigkeit der Rohranzahl im Bündel sind in Abbildung 4.20 dargestellt. Mit zunehmender Rohranzahl nimmt die Rauchgas-Strömungsgeschwindigkeit und somit der Druckverlust im Rohr ab. Für die  $\frac{3}{4}$ " Rohre sind die Druckverluste bis zu 3,7-mal höher als für die 1" Rohre. Die Erhöhung des Brennstoff-Wassergehalts führt zu einem größeren Volumenstrom und dadurch bedingt höheren Druckverlusten.

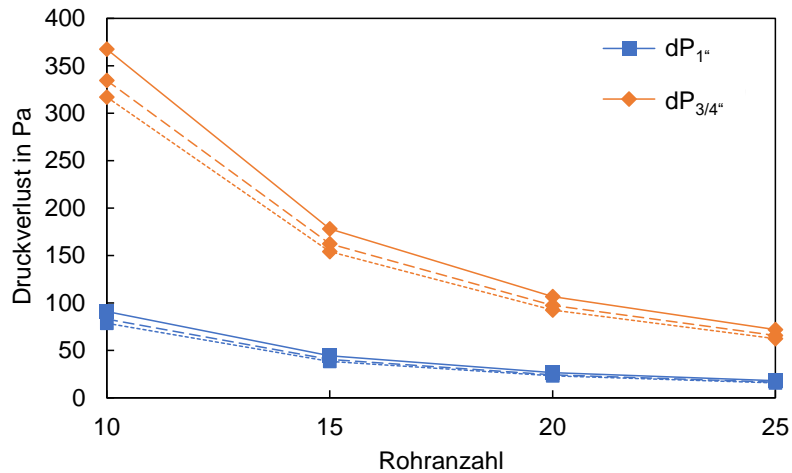


Abbildung 4.20: Druckverluste für Rohre mit Durchmesser 1" und ¾", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei verschiedenen Brennstoff-Wassergehalten — 30%, --- 20%, ---- 10%

Abbildung 4.21 zeigt die Ergebnisse für die übertragene Wärmeleistung für die 1" und ¾" Rohre und Brennstoffwassergehalte von 10, 20 und 30 % bei Variation der Rohranzahl im Bündel. Ein höherer Brennstoffwassergehalt führt zu einem größeren Anteil an Wasserdampf im Rauchgas, was den größten Einfluss auf die erreichbare übertragene Wärmeleistung hat. Bei einem Wassergehalt von 30 % kann für 25 Rohre der Größe ¾" die maximale Wärmeleistung von 10,9 kW übertragen werden, während bei einem Wassergehalt von 10 % lediglich 7,3 kW übertragen werden können. Die übertragene Wärmeleistung ist für den kleineren Rohrdurchmesser aufgrund der höheren auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten und damit verbundenen höheren Wärmeübergänge stets etwas größer. Durch eine Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche mittels Hinzunahme zusätzlicher Rohre ergibt sich nur eine geringfügige Zunahme der übertragenen Wärmeleistung. Die Vergrößerung der Fläche wirkt der Abnahme des Wärmeübergangs infolge einer reduzierten Geschwindigkeit entgegen. So führt eine Verdopplung der Fläche von 10 auf 20 Rohre lediglich zu einer Steigerung der übertragenen Wärmeleistung um etwa 1,6 %.

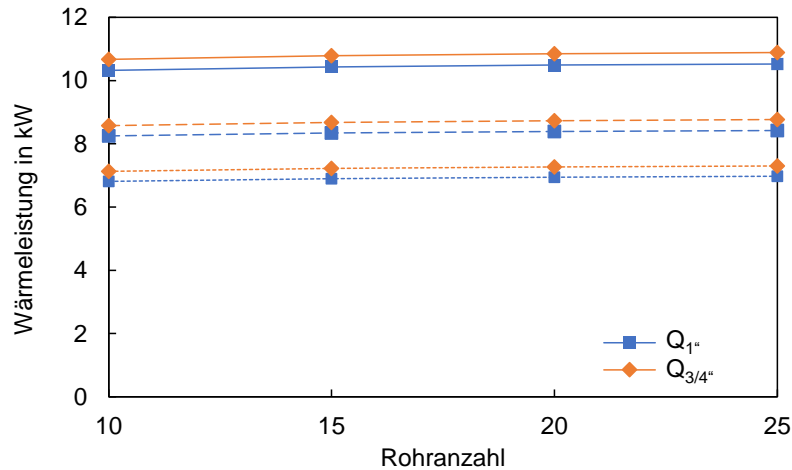


Abbildung 4.21: Übertragene Wärmeleistung für Rohre mit Durchmesser 1" und  $\frac{3}{4}$ ", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei den Brennstoff-Wassergehalten — 30%, --- 20%, ---- 10%

Eine sehr geringe Berieselungsdichte kann zu einer ungleichmäßigen Verteilung des Kältemittels führen und bewirken, dass sich kein geschlossener Fallfilm ausbilden kann. Da der Verdampfer ohne Kältemittelüberschuss betrieben werden soll, steht bei einer höheren Anzahl an Rohren entsprechend weniger Kältemittel pro Verdampferrohr zur Verfügung. Abbildung 4.22 zeigt die resultierenden Berieselungsdichten  $\Gamma$  unter der Annahme einer Kältemittelmenge, die entlang der Rohre vollständig verdampft. Für den Rohrdurchmesser von  $\frac{3}{4}$ " ergibt sich dadurch stets eine günstigere Situation der Kältemittelaufgabe im Vergleich zu Rohren mit 1" Durchmesser. Infolge des stärkeren Wärmeübergangs im Fall der  $\frac{3}{4}$ " Rohre kann bei geringerer Rohrfläche mehr Leistung umgesetzt werden, dementsprechend wird eine größere Menge an Kältemittel für die Benetzung einer geringeren Rohrmantelfläche eingesetzt.

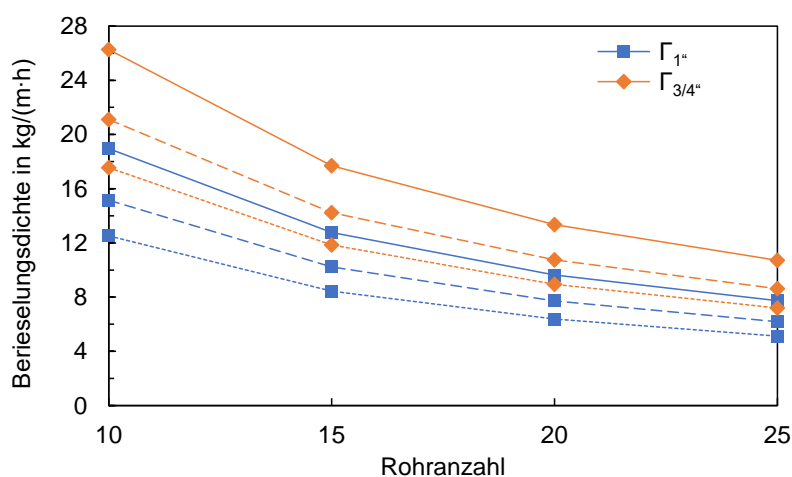


Abbildung 4.22: Berieselungsdichte für Rohre mit Durchmesser 1" oder  $\frac{3}{4}$ ", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei verschiedenen Brennstoff-Wassergehalten — 30%, --- 20%, ---- 10%

Fazit

Die Modellierung des Wärmeübergangs zeigt, dass die Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes nahezu vollständig im ersten Meter der Wärmeübertragerrohre abläuft. Durch die gegenüber der Rauchgas-Kernströmung unterkühlte Rohrwandtemperatur beginnt der Kondensationsvorgang unmittelbar bei Eintritt in das Rohr. Der gekoppelte Wärme- und Stofftransport begünstigt höhere Werte des Wärmeübergangskoeffizienten und hohe Wärmestromdichten. In Tabelle 6 sind die Werte für die Rauchgasgeschwindigkeit  $v_{RG}$ , die mittlere Wärmestromdichte und die Berieselungsdichte für die betrachteten Rohrdurchmesser  $\frac{3}{4}$ " und 1".

Beim Vergleich der Rohre mit dem Durchmesser  $\frac{3}{4}$ " und 1" sprechen die höheren Berieselungsdichten für die Verwendung der  $\frac{3}{4}$ " Rohren. Allerdings überwiegt der Nachteil höherer Druckverluste aufgrund des kleineren Strömungsquerschnitts. Als Kompromiss hinsichtlich Berieselungsdichte, Druckverlust und Wärmeübertragerfläche wurden für das Rohrbündel 15 Rohre der Größe 1" und der Länge 1,4 m ausgewählt.

Tabelle 6: Vergleich von  $\frac{3}{4}$ " und 1" Rohren hinsichtlich Strömungsgeschwindigkeit  $v_{RG}$ , mittlerer Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und Berieselungsstärke  $\Gamma$  für einen Brennstoff-Wassergehalt von 30%

Rohranzahl	3/4"			1"		
	$v_{RG}$	$\dot{q}$	$\Gamma$	$v_{RG}$	$\dot{q}$	$\Gamma$
-	m/s	kW/m <sup>2</sup>	kg/(m·h)	m/s	kW/m <sup>2</sup>	kg/(m·h)
10	13,2	11,8	26,3	7,7	8,5	19,0
15	8,8	7,9	17,7	4,9	5,7	12,8
20	6,6	6,0	13,4	3,7	4,3	9,6
25	5,3	4,8	10,7	2,9	3,5	7,7

### 4.4. Thermosiphon-Austreiber

In diesem Kapitel werden zunächst das Funktionsprinzip und die Grundlagen des Thermosiphon-Austreibers erläutert. In einem Berechnungsmodell werden die Zusammenhänge der Fluidodynamik, der Druckverluste und der Wärmeübertragung beschrieben. Anhand des Modells wird der Einfluss der verschiedenen Betriebsparameter auf die Funktion des Thermosiphon-Austreibers untersucht.

#### 4.4.1. Funktionsprinzip

Im Thermosiphon-Austreiber wird das Kältemittel aus der reichen LiBr-Lösung ausgetrieben. Gleichzeitig sorgt der Siedevorgang für die Förderung der Sorptionslösung vom Austreiber zum Absorber. Der thermisch induzierte Lösungsumlauf nach dem Naturumlauf-Prinzip erlaubt es, auf den Einsatz mechanischer Hilfsenergie zu verzichten. Das Prinzip einer Thermosiphonpumpe ist in Abbildung 4.23 anhand eines geschlossenen Kreislaufs, bestehend aus den Komponenten Flüssigkeitsreservoir, Siederohr und Kondensator dargestellt. Aus dem Reservoir der Füllhöhe  $\Delta H_{\text{Res}}$  gelangt die Flüssigkeit in ein senkrecht, beheiztes Rohr. In diesem Siederohr bilden sich durch Wärmezufuhr Dampfblasen, die wegen ihrer geringeren Dichte Auftrieb erfahren, nach oben strömen und dabei Flüssigkeit mitreißen. Zusätzlich wird der Lösungsumlauf durch die hydrostatische Druckdifferenz zwischen Reservoir und Siederohr angetrieben, die sich durch den Dichteunterschied der Flüssigkeit und der Zweiphasenströmung aufbaut. Gebremst wird der Antrieb durch die im Siederohr auftretenden Beschleunigungs- und Reibungsdruckverluste. Im Gleichgewicht der wirkenden Kräfte stellt sich ein Umlaufmassenstrom ein und die Flüssigkeit wird aus dem Reservoir um die Förderhöhe  $\Delta H_{\text{Förder}}$  bis in den Kopf der Thermosiphonpumpe angehoben. Dort wird dann der Dampf von der Flüssigkeit abgeschieden, in einem Kondensator kondensiert und zurück in das Reservoir geleitet. Der schematische Verlauf der Druck- und Temperaturänderung für einen Reinstoff im Siederohr der Länge  $L_{\text{SR}}$  ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Die Flüssigkeit tritt mit der Temperatur  $T_{\text{ein}}$  in das Rohr ein und ist dabei unterkühlt im Vergleich zur Siedetemperatur, die durch den lokalen Druck vorgegeben wird. Die Flüssigkeit wird konvektiv erwärmt bis die Siedetemperatur erreicht ist. Mit einsetzendem Siedevorgang folgt die Flüssigkeitstemperatur im weiteren Rohrverlauf der Siedelinie. Entlang des Siederohres reduziert sich der Druck von  $P_{\text{ein}}$  auf  $P_{\text{aus}}$  aufgrund der Abnahme der Höhe, repräsentiert durch die Druckänderung  $\Delta P_{\text{hydr}}$ , des Beschleunigungsdruckverlusts  $\Delta P_{\text{B}}$  und des Reibungsdruckverlusts  $\Delta P_{\text{R}}$ . Mit abnehmendem Druck entlang des Rohres fällt demzufolge im weiteren Verlauf auch die Siedetemperatur.



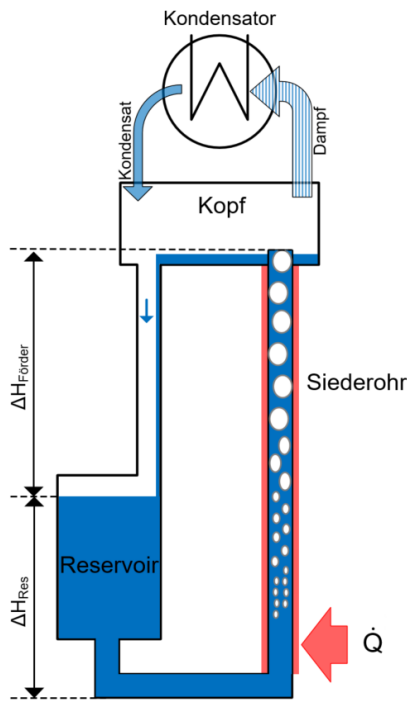


Abbildung 4.23: Schema einer Thermosiphonpumpe

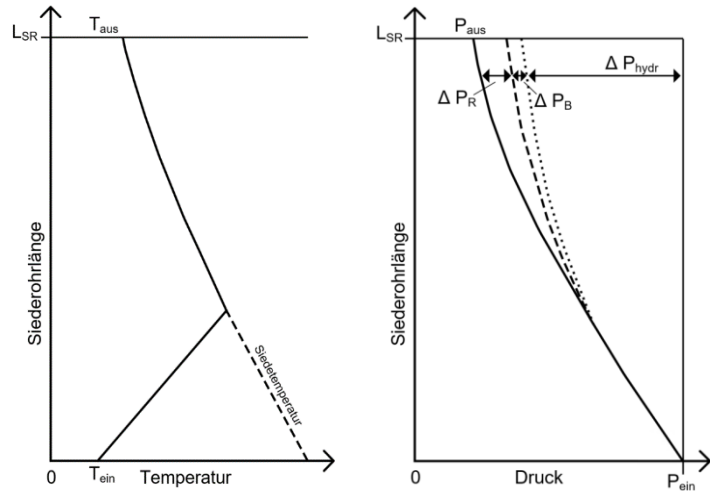


Abbildung 4.24: Temperaturverlauf (links) und Druckverlauf (rechts) im Siederrohr nach [72]

Im Thermosiphon-Austreiber der AWP befindet sich die LiBr-Lösung im Umlauf zwischen Absorber und Austreiber. Die unterschiedlichen Druckniveaus der beiden Komponenten wirken sich, ebenso wie die Zusammensetzung der LiBr-Lösung, auf die Betriebssituation des Thermosiphon-Austreibers aus. Der entlang des Siederrohrs abnehmende Druck, führt zu einer abnehmenden Siedetemperatur und wirkt dem Effekt der wegen des Austreibevorgangs zunehmenden LiBr-Konzentration entgegen, die eine Erhöhung der Siedetemperatur bedingt.

#### 4.4.2. Strömungs- und Wärmeübergangsformen im Siederrohr

Im Siederrohr treten je nach zugeführter Wärmeleistung und Dampfanteil unterschiedliche Strömungsformen auf. Eine Übersicht der verschiedenen Strömungsformen ist in Abbildung 4.25 dargestellt und zeigt den Verlauf einer ins Siederrohr eintretenden unterkühlten Flüssigkeit, die entlang der nach oben aufsteigenden Strömung vollständig verdampft wird. Tritt die Lösung unterkühlt in das Rohr ein, wird sie zunächst rein konvektiv erwärmt. Weist die Rohrwandtemperatur die notwendige Übertemperatur für die Blasenbildung auf, bilden sich an der Rohrwand Dampfblasen. Man spricht vom unterkühlten Sieden, wenn die Kerntemperatur die lokal herrschende Sättigungstemperatur noch nicht erreicht hat und die Dampfblasen dadurch im Kern sogleich wieder kondensieren. Erreicht die mittlere Flüssigkeitstemperatur die Sättigungstemperatur, bleiben die Blasen bestehen und es bildet sich eine Blasenströmung aus, die den Übergang vom konvektiven Sieden in den Bereich des Blasensiedens kennzeichnet. Beim Blasensieden wird die Wärmeübertragung nicht mehr über die

Konvektion, sondern hauptsächlich über die Entstehung der Dampfblasen bestimmt und dadurch deutlich gesteigert. Nimmt der Dampfanteil im Rohr weiter zu, wachsen größere Dampfblasen heran, bis die sogenannte Ringströmung entsteht, bei der Dampf im Kern des Rohres nach oben strömt, während sich die Flüssigkeit in einem Film an die Rohrwand legt. Der dünne Flüssigkeitsfilm stellt einen so geringen thermischen Widerstand dar, dass keine Überhitzung und Blasenbildung mehr an der Wand auftritt, sondern die Wärme an die Filmoberfläche geleitet wird und es dort zur Blasenbildung kommt. Die Wärmeübertragung in diesem Bereich wird als Strömungssieden beschrieben. Verdampft die Flüssigkeit an der Rohrwand vollständig bis hin zur Austrocknung, kommt es zur Sprühströmung, bei der Flüssigkeitstropfen von der Dampfströmung mitgerissen werden. Befindet sich in dem Rohr nur noch reiner Dampf, wird von der Rohrwand rein konvektiv Wärme an die Dampfströmung übertragen und der Wärmeübergang dadurch wieder verringert. [73][74]

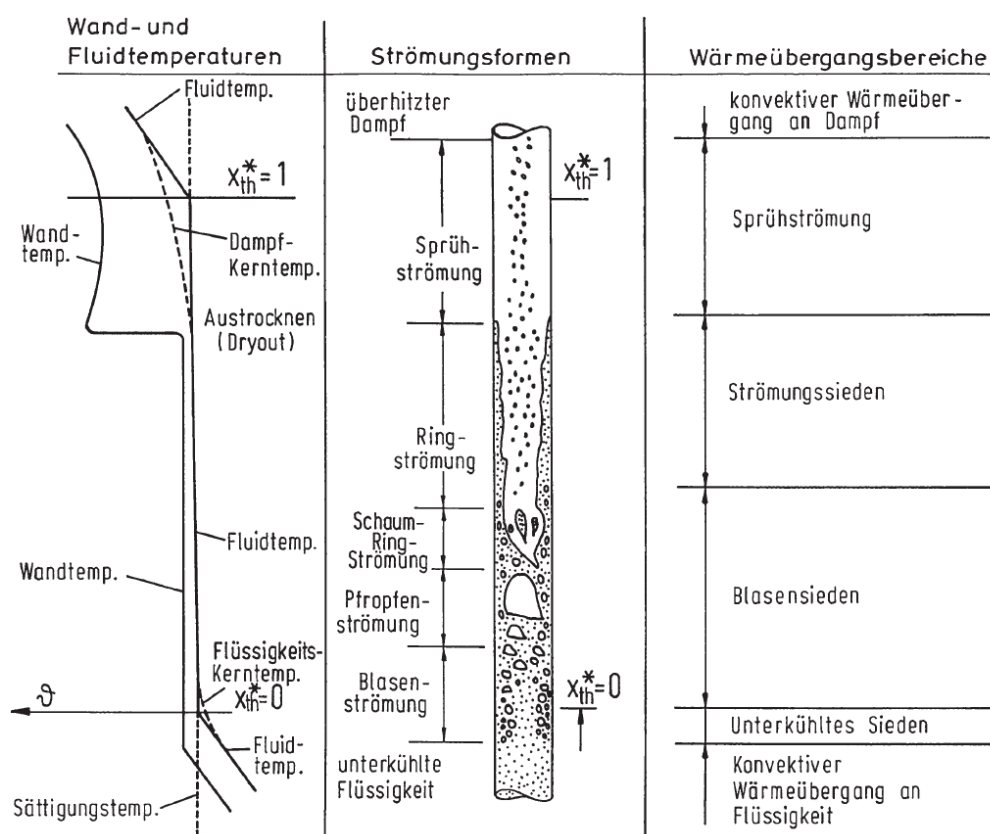


Abbildung 4.25: Wand- und Fluidtemperaturen, Strömungsformen und zugehörige Wärmeübergangsbereiche im beheizten Rohr aus [73]

Damit eine Dampfblase entstehen kann, muss der Dampfdruck in der Blase  $p_G$  größer sein als der Druck  $p_L$ , den die Flüssigkeit ausübt, die die Blase umgibt. An der Phasengrenzfläche wirkt zudem die Oberflächenspannung  $\sigma$ . Befindet sich die Dampfblase im Gleichgewicht gilt:

$$p_G = p_L + \frac{2\sigma}{r} \quad (4.32)$$

Der Druckterm, der aus der Oberflächenspannung resultiert, ist abhängig vom Blasenradius und wird mit größer werdendem Radius kleiner. Die Druckdifferenz ( $p_G - p_L$ ) bedarf der Temperaturdifferenz ( $\vartheta_G - \vartheta_L$ ), die den Grad der Überhitzung des Dampfes gegenüber der Flüssigkeit ausdrückt. Anhand der Steigung der Dampfdruckkurve kann diese bestimmt werden. Zieht man dazu die Clausius-Clapeyron-Gleichung nach Glg. (4.33) heran, lässt sich die Steigung  $dp/dT$  über die Verdampfungsenthalpie der siedenden Flüssigkeit  $\Delta h_V$ , die Differenz der molaren Volumina von Dampf und Flüssigkeit ( $v_G - v_L$ ), sowie die Temperatur am Siedepunkt  $T_S$  berechnen.

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h_V}{(v_G - v_L) T_S} \quad (4.33)$$

Vereinfachend kann angenommen werden, dass sich der Dampf wie ein ideales Gas verhält und das molare Volumen der Flüssigkeit vernachlässigbar klein ist gegenüber dem des Dampfes  $v_L \ll v_G$ . Wird außerdem das molare Volumen des Dampfes durch die Dichte ausgedrückt  $v_G = 1/\rho_G$  ergibt sich Glg. (4.34).

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h_V \cdot \rho_G}{T_S} \quad (4.34)$$

Näherungsweise kann  $dp \approx \Delta p = p_G - p_L$  und  $dT \approx \Delta T = \vartheta_G - \vartheta_S$  angenommen werden, sodass aus Glg. (4.32) und Glg. (4.34) eine Gleichung zur Berechnung des Blasenradius  $r$  in Abhängigkeit vom Grad der Überhitzung ( $\vartheta_G - \vartheta_S$ ) resultiert. [74]

$$r = \frac{2\sigma}{\Delta h_V \cdot \rho_D} \frac{T_S}{\vartheta_G - \vartheta_S} \quad (4.35)$$

Demnach ist bei kleinem Blasenradius eine große Überhitzung notwendig und bei zunehmenden Blasenradius eine geringere Überhitzung notwendig, um das Gleichgewicht der Dampfblasen mit der umgebenden Flüssigkeit zu halten. In der Realität stellt sich kein Gleichgewicht ein, sondern die Blasen lösen sich von der Wandfläche, wenn sie einen bestimmten Durchmesser erreicht haben. Die Bildung von Blasen tritt an so genannten Keimstellen auf, deren Ausprägung von der Oberflächenrauigkeit der beheizten Fläche abhängen und durch eine raue Oberfläche begünstigt werden. Abbildung 4.26 veranschaulicht das Prinzip. In Kavitäten der Heizfläche sammeln sich kleinste Gasmengen, die durch Wärmezufuhr anwachsen und sich zu lebensfähigen Blasen entwickeln können. Löst sich die Blase von der Heizfläche, bleibt wiederum Gas in der Kavität eingeschlossen und bildet die Keimstelle für eine neue Blase [73].

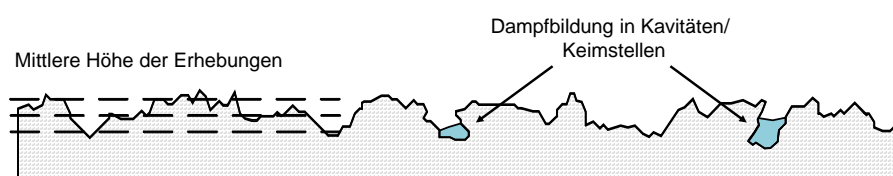


Abbildung 4.26: Vergrößerte Skizze einer Metalloberfläche nach [75]

#### 4.4.3. Grundbegriffe der Strömung

Für die Charakterisierung der Zweiphasenströmung werden nachfolgend einige Grundbegriffe der Strömung definiert, die in der weiteren Beschreibung der gekoppelten Siede- und Strömungsvorgänge verwendet werden. Im durchströmten Rohrquerschnitt  $A$  füllt der Gasanteil den Querschnitt  $A_G$  aus und nimmt in einem Rohrabschnitt das Volumen  $V_G$  ein. Der volumetrischer Dampfgehalt  $\varepsilon$  beschreibt das Verhältnis des Gasvolumens zum gesamten Volumen.

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A} = \frac{V_G}{V} \quad (4.36)$$

Der Volumenanteil der Flüssigkeit leitet sich daraus entsprechend ab.

$$1 - \varepsilon = \frac{A_L}{A} = \frac{V_L}{V} \quad (4.37)$$

Der sogenannte volumetrische Strömungsdampfgehalt  $\varepsilon^*$  setzt im Vergleich zum volumetrischen Dampfgehalt nicht die Volumina, sondern die Volumenströme ins Verhältnis.

$$\varepsilon^* = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}} \quad (4.38)$$

Der Strömungsdampfgehalt  $x^*$  setzt den Massenstrom der Gasströmung  $\dot{M}_G$  ins Verhältnis zum gesamten Massenstrom  $\dot{M}$ .

$$x^* = \frac{\dot{M}_G}{\dot{M}} \quad (4.39)$$

Damit kann der Massenstrom des Flüssigkeitsanteils bestimmt werden:

$$1 - x^* = \frac{\dot{M}_L}{\dot{M}} \quad (4.40)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit der einzelnen Phasen im Rohr wird über den jeweiligen Massenstrom, die Dichte und den anteilig durchströmtem Rohrquerschnitt bestimmt. So gilt für die Strömungsgeschwindigkeit des Gases:

$$v_G = \frac{\dot{M}_G}{\rho_G A_G} = \frac{x^* \dot{M}}{\rho_G \varepsilon A} \quad (4.41)$$

und für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeitsströmung:

$$v_L = \frac{\dot{M}_L}{\rho_L A_L} = \frac{(1 - x^*) \dot{M}}{\rho_L (1 - \varepsilon) A} \quad (4.42)$$

Die Leerrohrgeschwindigkeit beschreibt die Geschwindigkeit unter der Annahme, dass der gegebene Massenstrom das Rohr nur einphasig durchströmt. Wird eine reine Gasströmung angenommen, ergibt sich:

$$v_{G,LR} = \frac{\dot{M}_G}{\rho_G A} = \frac{x^* \dot{M}}{\rho_G A} \quad (4.43)$$

Und für eine reine Flüssigkeitsströmung:

$$v_{L,LR} = \frac{\dot{M}_L}{\rho_G A} = \frac{(1 - x^*) \dot{M}}{\rho_G A} \quad (4.44)$$

Die Massenstromdichte bezeichnet den Massenstrom bezogen auf den Rohrquerschnitt.

$$\dot{m} = \frac{\dot{M}}{A} \quad (4.45)$$

In der Zweiphasenströmung erfährt der Dampf Auftrieb aufgrund seiner geringeren Dichte. Aufgrund des Druckabfalls entlang des Rohres, nimmt der Dichteunterschied wegen der Ausdehnung des Gases zu und der Dampf wird zusätzlich beschleunigt. Dementsprechend stellen sich unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten der beiden Phasen ein. Das Verhältnis der Geschwindigkeiten von Flüssigkeit und Dampf wird als Schlupf  $s$  bezeichnet und kann rechnerisch aus dem volumetrischen Dampfgehalt  $\varepsilon$ , dem Strömungsdampfgehalt  $x^*$  und den Dichten bestimmt werden:

$$s = \frac{v_G}{v_L} = \frac{x^*}{1 - x^*} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_G} = \frac{\dot{M}_G}{\dot{M}_L} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_G} \quad (4.46)$$

Die Formel stellt den Zusammenhang dar – je geringer der Wert des Schlupfes, desto mehr Flüssigkeit wird transportiert. Ein hoher Impulsaustausch zwischen der aufsteigenden Dampfströmung und der im Rohr befindlichen Flüssigkeitsfüllung sorgt für eine Verkleinerung des Geschwindigkeitsunterschieds. Ein größerer Dichteunterschied, der durch einen höheren Druckabfall hervorgerufen werden kann, führt hingegen dazu, dass die Dampfströmung stärker beschleunigt wird. Der Schlupf nimmt dadurch größere Werte an. [76][77]

Basierend auf den Geschwindigkeiten der Dampf- und Flüssigkeitsströmung gibt es zwei vorherrschende Modellvorstellungen als Grundlage zur Berechnung der Zweiphasenströmung. Das homogene Strömungsmodell sieht den Sonderfall einer homogenen Strömung vor, bei der die Dampf- und Flüssigkeitgeschwindigkeit gleich groß sind. Der Schlupf nimmt den Wert  $s = 1$  an und es gilt  $\varepsilon = \varepsilon^* = \varepsilon_{hom}$ . Das heterogene Strömungsmodell betrachtet den Fall realer Strömungen mit  $s > 1$ , dabei kann nach Schmidt [78] der Dampfgehalt über das Drift-Flux-Modell von Zuber und Findlay [79] bestimmt werden.

$$\varepsilon = \left( \frac{C_0}{\varepsilon_{hom}} + \frac{\rho_g \cdot u_{gj}}{x^* \cdot \dot{m}} \right) \quad (4.47)$$

Mit dem Verteilungsfaktor  $C_0$  und der gewichteten mittleren Driftgeschwindigkeit  $u_{gj}$ , die die Abweichung der Gasgeschwindigkeit von der bezogenen mittleren Geschwindigkeit des Gas-

Flüssigkeits-Gemischs beschreibt [79][80]. Für längsdurchströmte Rohre und  $\dot{m}/\rho_{hom} < 5 \text{ m/s}$  wird die Beziehung nach Morooka et al. [81] empfohlen mit  $C_0 = 1,13$  und

$$u_{gj} = 1,41 \left[ \frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{0,25} \quad (4.48)$$

Abbildung 4.27 zeigt die Zweiphasenströmung in einem Kontrollvolumen nach dem heterogenen Strömungsmodell. Beide Phasen strömen getrennt voneinander mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Nimmt man eine stationäre eindimensionale Strömung an, mit einer konstanten Schubspannung  $\tau_w$  über den Rohrumfang und einem konstantem Rohrquerschnitt, können zur Beschreibung der Strömung Erhaltungssätze über das Kontrollvolumen aufgestellt werden. So gilt das Prinzip der Massenerhaltung, beschrieben durch die Kontinuitätsgleichung. Die zeitliche Änderung der Masse im Kontrollvolumen, der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges}$ , entspricht der Differenz der ein- und austretenden Massenströme und ist im Falle der stationären Strömung konstant:

$$\dot{M}_{ges} = \rho_g v_g \varepsilon A + \rho_l v_l (1 - \varepsilon) A = const. \quad (4.49)$$

Die Impulsgleichung besagt, dass die Impulsänderung gleich der Summe der wirkenden Kräfte entspricht, in diesem Fall sind das Druckkraft, Reibungskraft und Schwerkraft.

$$\underbrace{\dot{M}_{ges} d(x^* v_g + (1 - x^*) v_l)}_{\text{Impulsänderung}} = \underbrace{-AdP}_{\text{Druckänderung}} - \underbrace{U\tau_w dz}_{\text{Reibungskraft}} - \underbrace{(\rho_g \varepsilon + \rho_l (1 - \varepsilon)) g Adz}_{\text{hydrostatische Höhe}} \quad (4.50)$$

Durch Umstellung der Impulsgleichung wird deutlich, dass sich der Druckgradient  $dP/dz$  aus den Beiträgen des Reibungsdruckverlusts, der Druckänderung durch Änderung der hydrostatischen Höhe und dem Beschleunigungsdruckverlust zusammensetzt. [82][83]

$$-\frac{dP}{dz} = \underbrace{\frac{U}{A} \tau_w}_{\text{Reibung}} - \underbrace{(\rho_g \varepsilon + \rho_l (1 - \varepsilon)) g}_{\text{hydrostatische Höhe}} + \underbrace{\frac{\dot{M}_{ges}}{A} \frac{d}{dz} (x^* v_g + (1 - x^*) v_l)}_{\text{Beschleunigung}} \quad (4.51)$$

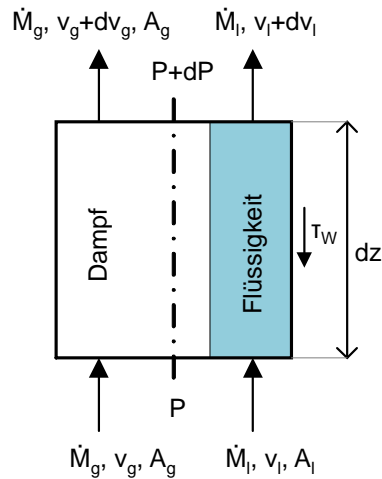


Abbildung 4.27: Kontrollvolumen einer Zweiphasenströmung in einem vertikalen Rohr (heterogenes Modell) vgl. [83]

#### 4.4.4. Druckverluste im Siederohr

Die Druckänderung im Verlauf der Zweiphasenströmung entlang des Siederohrs setzt sich zusammen aus der Änderung des hydrostatischen Drucks  $\Delta p_{V,hydr}$ , den die LiBr/Dampf-Flüssigkeitssäule ausübt, dem Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{V,R,2Ph}$  der Zweiphasenströmung und dem Beschleunigungsdruckverlust  $\Delta p_{V,B}$ . Auf die Druckverlustbeiträge wird nachfolgend einzeln eingegangen.

$$\Delta p_{V,ges} = \Delta p_{V,hydr} + \Delta p_{V,R,2Ph} + \Delta p_{V,B} \quad (4.52)$$

Der lokale *hydrostatische Druck* berechnet sich aus der Flüssigkeitssäule der Länge  $L$ , der Erdbeschleunigung  $g$  und der mittleren Dichte  $\bar{\rho}$  der Flüssigkeit, die sich aus dem Dampfanteil des Zweiphasengemischs  $\varepsilon$  und der temperatur- und druckabhängigen Dichte der Flüssigkeit  $\rho_L$  und des Dampfes  $\rho_G$  bestimmen lässt.

$$p_{hydr} = \underbrace{(\varepsilon \cdot \rho_G + (1 - \varepsilon)\rho_L)}_{\bar{\rho}} \cdot g \cdot L \quad (4.53)$$

Die meisten Methoden zur Berechnung des *Reibungsdruckverlustes der Zweiphasenströmung* basieren auf dem Ansatz von Lockhart und Martinelli [84], die den Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung auf den Reibungsdruckverlust der Einphasenströmung zurückführt. Über den Zweiphasenmultiplikator  $\Phi$  kann aus dem Druckverlust der einphasigen Strömung der Druckverlust der zweiphasigen Strömung berechnet werden.

$$\Delta p_{V,R,2ph} = \Phi^2 \cdot \Delta p_{V,R,1ph} \quad (4.54)$$

Für die Berechnung des Zweiphasenmultiplikators existieren eine Vielzahl empirischer Korrelationen. Eine Übersicht und einen Vergleich von 29 Korrelationen findet man in der

Arbeit von Xu und Fang [85]. Darin wird der in dieser Arbeit verwendeten Korrelation von Friedel eine besonders hohe Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen bestätigt. Die Abweichungen können dennoch  $\pm 30\%$  betragen. Die Korrelation von Friedel [86] wurde aus einer umfangreichen Datenbank (25000 Messdaten) abgeleitet und ist über einen weiten Parameterbereich gültig. Die Korrelation des Zweiphasenmultiplikators  $R$  nach Friedel zur Berechnung des Reibungsdruckverlusts in vertikal durchströmten Rohren lautet:

$$R = A + \frac{3,43x^{0,76}(1-x^*)^{0,314} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,86} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,22} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,89}}{Fr_L^{0,047} We_L^{0,087}} \quad (4.55)$$

Darin beschreibt die Froude-Zahl  $Fr$  das Verhältnis von Trägheits- zu Schwerkraften und die Weber-Zahl  $We$  das Verhältnis von Trägheits- zu Oberflächenkräften:

$$Fr_L = \frac{\dot{m}^2}{g \cdot d_i \cdot \rho_L^2} \quad (4.56)$$

$$We_L = \frac{\dot{m}^2 \cdot d_i}{\rho_L \cdot \sigma} \quad (4.57)$$

außerdem ist

$$A = (1-x^*)^2 + x^{*2} \left(\frac{\rho_L \zeta_G}{\rho_G \zeta_L}\right) \quad (4.58)$$

Der Widerstandsbeiwert  $\zeta$  ist gemäß Glg. (4.59) abhängig von der Reynoldszahl der Strömung und berechnet sich für eine laminare Strömung mit  $Re < 2300$  unter der Annahme, das Rohr sei entweder komplett mit Flüssigkeit oder mit Dampf gefüllt. Die daraus resultierende Geschwindigkeit wird auch als Leerrohrgeschwindigkeit bezeichnet (vgl. Glg. (4.43) und (4.44)).

$$\zeta_l = \frac{64}{Re} \quad (4.59)$$

Bei Übergang zur turbulenten Strömung mit  $Re > 2300$  wird der Zusammenhang nach Glg. (4.60) für die Bestimmung des Widerstandsbeiwerts verwendet.

$$\zeta_t = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.60)$$

Der Reibungsdruckverlust der einphasigen Strömung  $\Delta p_{V,R,1ph}$  über die Länge  $\Delta L$  berechnet sich für die Flüssigkeitsströmung (Index L) ebenfalls unter der Annahme, das Rohr sei entweder komplett mit Flüssigkeit oder mit Dampf gefüllt.

$$\Delta p_{V,R,1ph,L} = \frac{\zeta_L \Delta L}{d_i} \cdot \frac{1}{2} \rho_L v_{L,LR}^2 \quad (4.61)$$

Mit der Dichte  $\rho_L$  der Flüssigkeit oder des Dampfes, der Leerrohr-Strömungsgeschwindigkeit  $v_{L,LR}$  und dem Rohrinne Durchmesser  $d_i$ . Über den Zweiphasenmultiplikator  $R$  gemäß



Glg. (4.55) kann aus dem Druckverlust der einphasigen Strömung der Druckverlust der zweiphasigen Strömung berechnet werden.

$$\Delta p_{V,R,2ph} = R \cdot \Delta p_{V,R,1ph,L} \quad (4.62)$$

Der *Beschleunigungsdruckverlust* resultiert aus der Änderung des Impulsstroms, der sich in der Zweiphasenströmung aus dem Impulsstrom des Gases und der Flüssigkeit zusammensetzt. Im beheizten Siederohr ändert sich durch den Verdampfungsvorgang die mittlere Dichte und die Geschwindigkeit der Gas- und Flüssigkeitsphase. Die Strömung wird beschleunigt und erfährt durch den Aufbau von dynamischem Druck eine Abnahme des statischen Drucks. Der Beschleunigungsdruckverlust, den die Zweiphasenströmung zwischen Eintritt (Index 1) und Austritt (Index 2) eines Rohrabschnitts erfährt, kann über Glg. (4.63) berechnet werden. Diese Gleichung basiert auf der bekannten Form für den Beschleunigungsdruckverlust aus der umgeformte Impulsgleichung nach Glg. (4.51). Darin wird die Massenstromdichte  $\dot{m}$  gemäß Glg. (4.45), die Geschwindigkeit der Gasströmung nach Glg. (4.41) und die Geschwindigkeit der Flüssigkeitsströmung nach Glg. (4.42) eingesetzt.

$$\Delta p_{V,B} = p_1 - p_2 = \dot{m}^2 \left[ \frac{x_2^{*2}}{\varepsilon_2 \rho_{G2}} - \frac{x_1^{*2}}{\varepsilon_1 \rho_{G1}} + \frac{(1-x_2^*)^2}{(1-\varepsilon_2)\rho_{L2}} - \frac{(1-x_1^*)^2}{(1-\varepsilon_1)\rho_{L1}} \right] \quad (4.63)$$

#### 4.4.5. Wärmeübergang bei der Zweiphasenströmung

Wie bereits in Kapitel 4.4.2 beschrieben, bilden sich mit voranschreitender Verdampfung im senkrechten Siederohr unterschiedliche Strömungsformen aus und in Verbindung damit dominieren unterschiedliche Wärmeübertragungsmechanismen. Nimmt der Dampfgehalt zu, wird durch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit der Wärmeübergang von der Wand an die Flüssigkeit verbessert. Der Wärmeübergang der Zweiphasenströmung lässt sich durch eine Überlagerung der Anteile aus dem konvektiven Sieden mit  $\alpha_K$  und dem Blasensieden mit  $\alpha_B$  beschreiben. Diese Methode wurde vielfach herangezogen, beispielsweise in den Arbeiten von Chen [87] und Steiner und Taborek [88], die die von Kutateladze [89][90] vorgeschlagene Glg. (4.64) verwendet und erweitert haben.

$$\alpha_{2ph} = \sqrt[n]{\alpha_K^n + \alpha_B^n} = \sqrt[n]{(\alpha_{K,LO} F)^n + (\alpha_{B,0} S)^n} \quad (4.64)$$

Darin ist  $\alpha_{K,LO}$  der lokale Wärmeübergangskoeffizient für konvektives Sieden, berechnet unter der Annahme, dass das Rohr nur von Flüssigkeit (Index LO = liquid only) durchströmt wird. Durch den Verstärkungsfaktor  $F$  wird berücksichtigt, dass es sich um eine Zweiphasenströmung handelt und die höhere Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes den Wärmeübergang verbessert.  $\alpha_{B,0}$  ist der lokale Wärmeübergangskoeffizient der Blasenverdampfung in freier Strömung (Index B,0: Normierungswert der Blasenverdampfung). Durch den Unterdrückungsfaktor  $S$  wird berücksichtigt, dass es sich um eine erzwungene

Strömung handelt, bei der im Vergleich zur freien Strömung die Blasenbildung unterdrückt wird und der Wärmeübergang verschlechtert wird. Der Exponent  $n$  bestimmt den Übergangsbereich vom konvektiven Sieden zum Blasensieden, wobei je nach Autor verschiedene Werte eingesetzt werden (Kutateladze:  $n=2$ , Chen:  $n=1$ , Steiner und Taborek:  $n=3$ ).

Abbildung 4.28 stellt den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Zweiphasenströmung entlang eines beheizten Rohres dar, in das eine unterkühlte Flüssigkeit eintritt, die durch Wärmezufuhr zum Sieden gebracht wird und eine Änderung des Dampfgehalts von  $x=0$  bis  $x=1$  auftritt. Es sind der konvektive Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_K$  und der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden  $\alpha_B$ , sowie der aus deren Überlagerung resultierende Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten für zwei verschiedene Wärmestromdichten dargestellt, wobei  $\dot{q}_1 < \dot{q}_2$ . Ausgehend vom Wärmeübergang der reinen Flüssigkeit mit  $\alpha_{LO}$  führt die Aktivierung der Siedekeime durch eine ausreichend hohe Wärmestromdichte zum Einsetzen des unterkühlten Siedens und damit zu einer deutlichen Verbesserung des Wärmeübergangs durch  $\alpha_B$ . Kommt es mit Erreichen der Sättigungstemperatur ( $x=0$ ) zum Blasensieden, entstehen Dampfblasen und der Dampfgehalt der Strömung nimmt zu ( $x>0$ ). Die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit durch die Dampfbildung führt zu einem Anstieg des konvektiven Wärmeübergangs  $\alpha_K$ . Dieser ist nahezu unabhängig von der Wärmestromdichte und wird hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient des Blasensiedens hingegen ist abhängig von der Wärmestromdichte und nahezu unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Betrachtet man die Überlagerung der Anteile (in der Abbildung als gestrichelte Linie dargestellt), führt eine höhere Wärmestromdichte dadurch generell zu einem höheren Wert des Wärmeübergangskoeffizienten der Zweiphasenströmung. Steigt der Dampfanteil im Rohr allerdings weiter an kommt es wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, zu einer Änderung der Strömungsform. Verdampft die Flüssigkeit sogar vollständig (Dryout), führt das zu einem Einbruch des Wärmeübergangs. Die Wärmeübertragung wird dann von dem einphasigen Wärmeübergangskoeffizient der Gasströmung  $\alpha_{GO}$  bestimmt, der Werte unterhalb des Wertes für  $\alpha_{LO}$  annimmt.

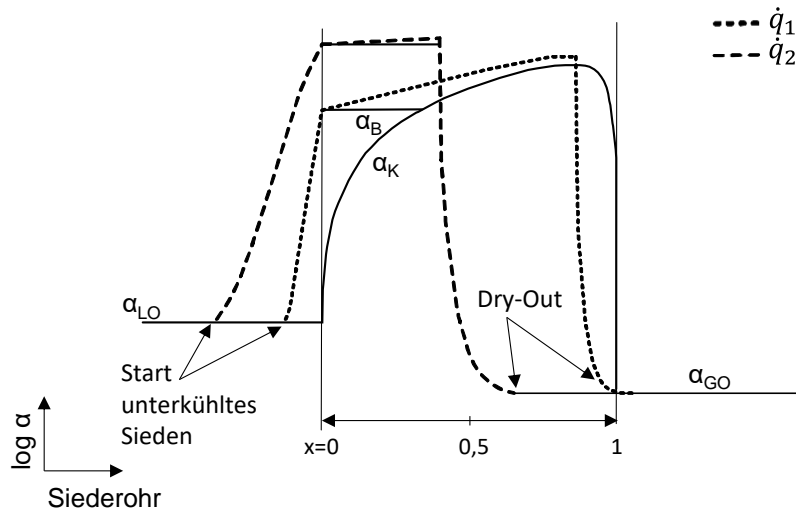


Abbildung 4.28: Wärmeübergangskoeffizient beim konvektiven Sieden und beim Blasensieden in Abhängigkeit des Dampfanteils im Siederohr für die Wärmestromdichten  $q_1$  und  $q_2 > q_1$  nach [88]

### Wärmeübergang beim konvektiven Sieden

Der Verstärkungsfaktor für das konvektive Sieden  $F$  wird für den gesamten Bereich des Strömungsdampfgehalts von  $x^* = 0$  bis  $x^* = 1$  beschrieben durch:

$$F = \frac{\alpha_K}{\alpha_{K,LO}} = \left[ (1 - x^*)^{0,01} \left( (1 - x^*)^{1,5} + 1,9 x^{*0,6} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,35} \right)^{-2,2} + x^{*0,01} \left( \frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} \left( 1 + 8(1 - x^*)^{0,7} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,67} \right) \right)^{-2} \right]^{-0,5} \quad (4.65)$$

Für einen Strömungsdampfgehalt  $x^* \leq 0,6$  kann diese Gleichung nach Steiner und Taborek auf den ersten Term reduziert werden.

$$F = \frac{\alpha_K}{\alpha_{K,LO}} = \left[ \left( (1 - x^*)^{1,5} + 1,9 x^{*0,6} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,35} \right)^{-2,2} \right]^{-0,5} \quad (4.66)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{K,LO}$  bezeichnet dabei den lokalen Wärmeübergangskoeffizient der einphasigen Strömung für den gesamten Massenstrom und kann über den Berechnungsansatz zur Wärmeübertragung bei erzwungener Strömung nach Gnielinski [91] bestimmt werden. Dafür wird der bekannte Zusammenhang zwischen Nusseltzahl und Wärmeübergangskoeffizient nach Glg. (4.67) verwendet.

$$\alpha_{K,LO} = \frac{\lambda_L \cdot Nu_m}{d_i} \quad (4.67)$$

Die Berechnung der mittleren Nusseltzahl für das Rohr der Länge  $L$  und des Durchmessers  $d_i$  erfolgt nach Glg. (4.68).

$$Nu_m = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,7^3 + \left(1,077 \left(Re \cdot Pr \frac{d_i}{L}\right)^{1/3} - 0,7\right)^3} \quad (4.68)$$

In diese gehen die Reynoldszahl und die Prandtlzahl ein, die über die Stoffeigenschaften der strömenden Flüssigkeit, genauer die spezifische Wärmekapazität  $c_{p,L}$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_L$ , die dynamische Viskosität  $\eta_L$  und die Dichte  $\rho_L$ , sowie die Strömungsgeschwindigkeit  $v_L$  ermittelt werden.

$$Re = \frac{v_L \cdot d_i \cdot \rho_L}{\eta_L} \quad (4.69)$$

$$Pr = \frac{\eta_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (4.70)$$

### Wärmeübergang beim Blasensieden

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden  $\alpha_B$  im senkrechten Rohr erfolgt nach dem Ansatz von Steiner und Taborek über den Unterdrückungsfaktor  $S$ . Dieses Verfahren wird auch im VDI Wärmeatlas [92] vorgestellt.

$$S = \frac{\alpha_B}{\alpha_{B,0}} = C_F \left(\frac{q}{q_0}\right)^n F(p^*) F(d) F(W) \quad (4.71)$$

Es werden die Flüssigkeitseigenschaften ( $C_F$ ), der Einfluss der Wärmestromdichte ( $q/q_0$ ) und des Siededrucks ( $F(p^*)$ ), die Rohrabmessungen ( $F(d)$ ) und die Wandeigenschaften ( $F(W)$ ) berücksichtigt.

$$\frac{\alpha_B}{\alpha_{B,0}} = C_F \left(\frac{q}{q_0}\right)^n \underbrace{\left(2,816 p^{*0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1 - p^{*7}}\right) p^{*3,7}\right)}_{F(p^*)} \underbrace{\left(\frac{d_0}{d}\right)^{0,4}}_{F(d)} \underbrace{\left(\frac{R_a}{R_{a0}}\right)^{0,133}}_{F(W)} \quad (4.72)$$

Der Faktor  $C_F$  lässt sich mit  $C_F = 0,435(M/M_{H_2})^{0,27}$  über die molare Masse abschätzen und nimmt für Wasser den Wert 0,79 an. Der reduzierte Druck wird über  $p^* = p/p_c$  berechnet. Die mit Index 0 gekennzeichneten Werte sind Normierungswerte und in Tabelle 7 aufgeführt. Der druckabhängige Exponent  $n$  wird für Wasser mit  $n = 0,8 - 0,1 \cdot 10^{0,76p^*}$  bestimmt. Die Anwendung der Glg. (4.72) ist gültig für den Bereich:

$$0,001 \leq p^* \leq 0,985$$

$$1 \leq d \leq 32 \text{ mm}$$

$$0,005 \leq R_a \leq 5 \text{ } \mu\text{m}$$

Eine Überprüfung, ob die für den Beginn des Blasensiedens erforderliche Mindestwärmestromdichte  $\dot{q}_{onb}$  erreicht wird, ist empfehlenswert. Andernfalls ist die

Überhitzung der Wandfläche nicht hoch genug für die Entstehung der Dampfblasen und in Glg. (4.64) sollte nur der konvektive Anteil berücksichtigt werden. Aus der für den Siedebeginn (onb=onset of boiling) erforderlichen Wandüberhitzung gemäß Glg. (4.35) kann die Mindestwärmestromdichte abgeleitet werden.

$$\dot{q}_{onb} = \frac{2\sigma T_s \alpha_{K,LO}}{r_c \rho_G \Delta h_V} \quad (4.73)$$

Sie bestimmt sich in Abhängigkeit von der Oberflächenspannung  $\sigma$ , der Sättigungstemperatur  $T_s$ , dem konvektiven Wärmeübergang  $\alpha_{K,LO}$ , dem kritischen Blasenradius  $r_c = 40 \mu m$ , der Dichte der Gasphase  $\rho_G$  und der Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$ .

Tabelle 7: Normierungswerte

Größe	Bezeichnung	Wert	Einheit
$q_0$	Referenzwärmestromdichte	150*	kW/m <sup>2</sup>
$d_0$	Referenzdurchmesser	10	mm
$R_{a0}$	Referenzrauigkeit	1	$\mu m$
$\alpha_{B0}$	WÜK-Normierungswert bei $p_0^* = 0,1$	25,58*	kW/(m <sup>2</sup> K)
$p_C$	Kritischer Druck	220,64*	bar

\*Wert für Wasser

#### 4.4.6. Berechnungsmodell

##### Siederohr

Die dargestellten Gleichungen werden in einem Berechnungsmodell verwendet, um die thermo- und fluiddynamischen Vorgänge im Siederohr (SR) zu beschreiben. Das Rohr wird dabei unterteilt in den Abschnitt  $L_{vorw}$ , in dem die Erwärmung der einphasigen Lösung bis zum Erreichen der Sättigungstemperatur stattfindet, und daran anschließend den Abschnitt  $L_S$ , in dem der Siedevorgang stattfindet.

$$L_{SR} = L_{vorw} + L_S \quad (4.74)$$

Der siedende Rohrabschnitt  $L_S$  wird in  $i = 10$  Segmente unterteilt und für jedes Segment wird eine Massen-, Energie- und Druckbilanz aufgestellt. Massenstrom, Wärmeübertragung und Druckverluste der Zweiphasenströmung beeinflussen sich gegenseitig, sodass die Lösung der Bilanzgleichungen nur iterativ bestimmt werden kann. Die Modellierung wird mit der Software EES (Engineering Equation Solver) [93] durchgeführt.

In jedem Segment wird ein Wärmestrom von dem mantelseitig strömenden Heizwasser auf die Sorptionslösung in den Siederohren übertragen. Abhängig von Temperatur- und Druckbedingungen am Eintritt des Austreibers wird die Länge der Vorwärmstrecke ( $L_{vorw}$ ) ermittelt. Erreicht das Fluid den Sättigungszustand wird über die weitere Wärmezufuhr in den folgenden Rohrsegmenten Dampf erzeugt. Die Energiebilanz lässt sich gemäß Glg. (4.75)

aufstellen. Sie beschreibt die Änderung der Massenströme von Sorptionslösung  $\dot{M}_L$  und Kältemitteldampf  $\dot{M}_G$  in Folge der Wärmezufuhr  $\dot{Q}$ . Die Enthalpie der LiBr-Lösung  $h_L$  ist abhängig von Temperatur und Konzentration, die Enthalpie der Gasströmung  $h_G$  ist abhängig von Temperatur und Druck.

$$\dot{M}_{L,i}h_{L,i} + \dot{M}_{G,i}h_{G,i} + \dot{Q}_i = \dot{M}_{L,i+1}h_{L,i+1} + \dot{M}_{G,i+1}h_{G,i+1} \quad (4.75)$$

Der lokale Druck wird über die Druckbilanz bestimmt. In jedem Segment reduziert sich der lokale Druck entsprechend der in Kapitel 4.4.4 beschriebenen Druckbilanz um die auftretenden Druckverluste (Index V). Die Druckänderung längs des i-ten Rohrsegments ergibt sich aus der Änderung der hydrostatischen Höhe, dem Reibungsdruckverlust und dem Beschleunigungsdruckverlust der Zweiphasenströmung.

$$p_i = p_{i+1} + \Delta p_{v,i+1} \quad (4.76)$$

Bei der Bilanzierung der Massenströme wird angenommen, dass der Gesamtmassenstrom über die Segmente erhalten bleibt. Bei dem Verdampfungsprozess reduziert sich folglich der Flüssigkeitsmassenstrom und der Dampfmassenstrom nimmt zu.

$$\dot{M}_{L,i} + \dot{M}_{G,i} = \dot{M}_{L,i+1} + \dot{M}_{G,i+1} \quad (4.77)$$

Daraus resultiert eine Änderung der Konzentration  $X$  der Sorptionslösung:

$$\dot{M}_{L,i} \cdot X_i = \dot{M}_{L,i+1} \cdot X_{i+1} \quad (4.78)$$

Der Sättigungsdruck im Kopf des Austreibers wird von der Wärmeübertragung bei der Kondensation des ausgetriebenen Kältemitteldampfes im Kondensator bestimmt. Der Einfluss der Kühlwassertemperatur im Kondensator auf den Kopfdruck im Austreiber wird durch eine Energiebilanz über den Kondensator berücksichtigt. Für die Berechnung stehen drei Gleichungen zur Verfügung. Die Kondensationsleistung  $\dot{Q}_2$  wird über die gesamte entstandene Dampfmenge im Austreiber  $\dot{M}_{G,10}$  und die von der Kondensationstemperatur abhängige Kondensationsenthalpie (Glg. (4.79)) berechnet, sowie gemäß Glg. (4.80) über die Temperaturänderung ( $\vartheta_{2,aus} - \vartheta_{2,ein}$ ) des Kühlwassermassenstroms  $\dot{M}_{KW}$  und nach Glg. (4.81) über den Wärmedurchgangskoeffizienten, die Übertragungsfläche und die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Kondensation.

$$\dot{Q}_2 = \dot{M}_{G,10} \cdot \Delta h_{cond} \quad (4.79)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{M}_{KW} \cdot c_{p,KW}(\vartheta_{2,aus} - \vartheta_{2,ein}) \quad (4.80)$$

$$\dot{Q}_2 = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta\vartheta_{m,\log} \quad (4.81)$$

Die Eintrittstemperatur der reichen LiBr-Lösung in den Austreiber ist abhängig von der Wärmeübertragung im Lösungswärmeübertrager. Im Lösungswärmeübertrager wird die Wärme der heißen, aus dem Austreiber austretenden, armen Lösung auf die aus dem Absorber austretende reiche Lösung übertragen. Die Energiebilanz lautet:

$$\dot{Q}_{LW\ddot{U}} = \dot{Q}_{LW\ddot{U},a} = \dot{Q}_{LW\ddot{U},r} \quad (4.82)$$

Die abgegebene Wärmeleistung  $\dot{Q}_{LW\ddot{U},a}$  berechnet sich gemäß Glg. (4.83) aus der Enthalpieänderung  $\dot{M}_{L,10} \cdot \Delta h$ , bedingt durch die Temperaturabnahme der armen Lösung von  $T_{S,10}$  auf  $T_{3,LiBr,ein}$ . Die reiche Lösung nimmt die Wärmeleistung  $\dot{Q}_{LW\ddot{U},r}$  auf, die der Enthalpieänderung  $\dot{M}_{L,10} \cdot \Delta h$  durch Temperaturzunahme der reichen Lösung von  $T_{3,LiBr,aus}$  auf  $T_{4,LiBr,ein}$  entspricht (Glg. (4.84)).

$$\dot{Q}_{LW\ddot{U},a} = \dot{M}_{L,10} \cdot \left( h_{LiBr,a}(T_{S,10}, X_{10}) - h_{LiBr,a}(T_{3,LiBr,ein}, X_{10}) \right) \quad (4.83)$$

$$\dot{Q}_{LW\ddot{U},r} = \dot{M}_{L,0} \cdot \left( h_{LiBr,r}(T_{3,LiBr,aus}, X_0) - h_{LiBr,r}(T_{4,LiBr,ein}, X_0) \right) \quad (4.84)$$

Für die übertragene Wärmeleistung  $\dot{Q}_{LW\ddot{U}}$  gilt außerdem Glg. (4.85) mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_{LW\ddot{U}}$ , der Übertragungsfläche  $A_{LW\ddot{U}}$  und der treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{m,\log}$  zwischen armer und reicher Lösung.

$$\dot{Q}_{LW\ddot{U}} = U_{LW\ddot{U}} \cdot A_{LW\ddot{U}} \cdot \Delta\vartheta_{m,\log} \quad (4.85)$$

Die Gleichgewichtstemperatur der aus dem Absorber austretenden reichen Sorptionslösung ist abhängig von der Lösungskonzentration und dem Prozessdruck im Absorber  $T_{3,LiBr,aus} \sim f(P_3, X_0)$ . Der Druck  $P_3$  wirkt außerdem gemäß Glg. (4.86) auf den Druck im Austreibereintritt  $P_{4,ein}$ . Dieser wird zwar auch über die anstehende Flüssigkeitssäule  $H_{Sumpff}$  bestimmt, im Gegensatz zum Prozessdruck  $P_3$  ist hier allerdings keine Änderung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt zu erwarten. Durch eine ausreichend große Querschnittsfläche im Absorbersumpf führt eine Änderung des Volumenstroms nur zu einer geringfügigen Änderung der Füllstandshöhe.

$$P_{4,ein} = P_3 + \rho \cdot g \cdot H_{Sumpff} \quad (4.86)$$

### Modell Siederohr

Für die Beschreibung der Vorgänge im Siederohr können als Vereinfachung die Wärmeübertragung in Verdampfer und Absorber vernachlässigt werden. Das Modell

konzentriert sich dann allein auf die Wärmeübertragungsprozesse im Thermosiphon-Austreiber unter Berücksichtigung der Wärmeübertragung im Kondensator und Lösungswärmeübertrager. So können gezielt spezifische Betriebspunkte und der Einfluss einzelner Parameteränderungen auf die Vorgänge im Siederohr analysiert werden.

#### Modell des Thermosiphon-Austreibers eingebunden in die AWP

Die Förderwirkung und Desorptionsleistung des Thermosiphon-Austreibers hängt insbesondere von dem Eintrittsdruck, der Lösungskonzentration, der Heizwassertemperatur und der Kühlwassertemperatur ab, wonach sich wiederum die Temperatur- und Druckniveaus des Wärmepumpenprozesses einstellen. Der Einfluss von Parameteränderungen auf das Betriebsverhalten des Austreibers wird deswegen in einem erweiterten Modell im Kontext der gesamten Wärmepumpe betrachtet, um so auch die bereits in Kapitel 4.2.2 diskutierte Wirkung des Rauchgas-beheizten Fallfilmverdampfers ohne Kältemittelumlaufpumpe auf die Temperatur- und Druckniveaus und somit auf den Thermosiphon-Austreiber abzubilden.

#### **4.4.7. Ergebnisse des Modells**

Das Betriebskonzept der Absorptionswärmepumpe ohne Lösungspumpe macht sich den Druckunterschied zwischen Austreiber und Absorber zu Nutze, um die arme Lösung vom Austreiberaustritt auf die Höhe der Absorberaufgabewanne anzuheben. Aus der Hydrostatik der Wärmepumpe, die in Kapitel 4.2.1 genauer erläutert wurde, ergibt sich eine Mindesthubhöhe, die der Thermosiphon-Austreiber leisten muss. Bei der Versuchsanlage wurde eine Siederohrlänge von 1,25 m festgelegt. Nachfolgend werden die Ergebnisse des Berechnungsmodells für die in der Versuchsanlage umgesetzten geometrischen Spezifikationen des Austreibers und die Randbedingungen aus Tabelle 8 diskutiert. Dazu werden zunächst durch Anwendung des vereinfachten Modells (Modell Siederohr) die Zusammenhänge im Siederohr für eine typische Einsatzsituation aufgezeigt. Diese wird über den Eintrittsdruck definiert, der sich aus der am Austreibereingang anstehenden Flüssigkeitssäule ergibt. Anschließend wird anhand des erweiterten Modells der Einfluss einer seriellen und parallelen Verschaltung von Kondensator und Absorber auf den Austreiber untersucht. Dabei wird die Auswirkung der Veränderung der wesentlichen Betriebsparameter Eintrittskonzentration, Heizwassertemperatur, Kühlwassertemperatur und Absorbersumpfhöhe (Zulaufhöhe zum Austreiber) auf den Prozesskreislauf diskutiert.

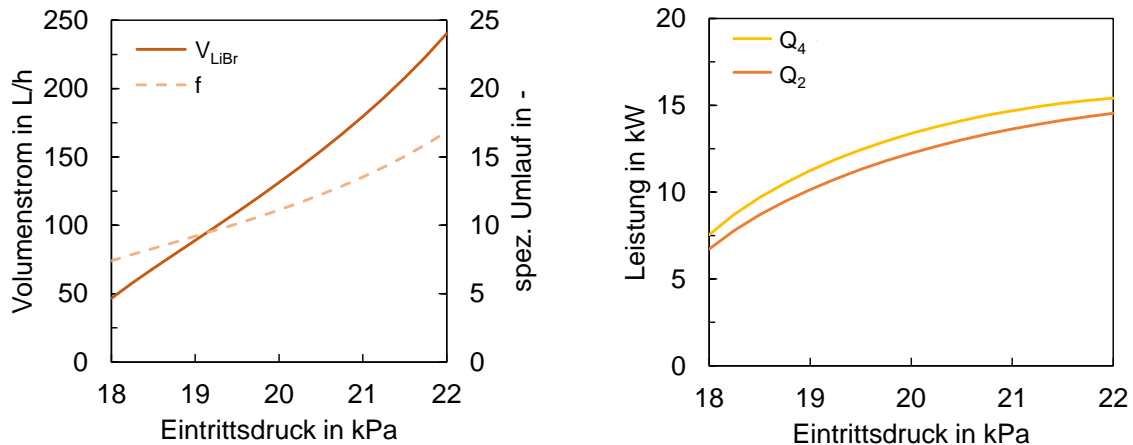


Tabelle 8: Randbedingungen

	Größe	Variable	Wert	Einheit
Siederrohr	Rohranzahl	N	61	-
	Rohrinnendurchmesser	$d_i$	13,6	mm
	Wandstärke	s	1,9	mm
	Rohrlänge	$L_{\text{ges}}$	1250	mm
	Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	40	W/(mK)
Heizwasser	Massenstrom	$\dot{M}_{\text{HW}}$	0,6	kg/s
	Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_{\text{HW}}$	4,0	kW/(m <sup>2</sup> K)
Kondensator	Kühlwassermassenstrom	$\dot{M}_{\text{KW}}$	0,7	kg/s
	Wärmedurchgangskoeffizient	$U_2$	3,7	kW/(m <sup>2</sup> K)
	Wärmeübertragungsfläche	$A_2$	2,8	m <sup>2</sup>
LWÜ	Wärmedurchgangskoeffizient	$U_{\text{LWÜ}}$	1	kW/(m <sup>2</sup> K)
	Wärmeübertragungsfläche	$A_{\text{LWÜ}}$	1,53	m <sup>2</sup>
Absorber	Wärmedurchgangskoeffizient	$U_3$	1	kW/(m <sup>2</sup> K)
	Wärmeübertragungsfläche	$A_3$	4	m <sup>2</sup>
Verdampfer	Wärmedurchgangskoeffizient	$U_1$	0,25	kW/(m <sup>2</sup> K)
	Wärmeübertragungsfläche	$A_1$	1,8	m <sup>2</sup>

#### Siederrohr – Analyse am Beispiel der Eintrittsdruckänderung

Abhängig von der Höhe des Absorbersumpfs, der Dichte der LiBr-Lösung und den Druckverlusten im Lösungswärmeübertrager stellt sich der Druck am Eintritt des Austreibers ein. Bei einer Zulaufhöhe (Füllstand im Absorbersumpf) von etwa 0,95–1,2 m, einer Lösungskonzentration von 40-55 Gew.% und einem Druck im Absorber von 4 kPa ist ein Eintrittsdruck im Bereich von 18-22 kPa zu erwarten. Es werden die Randbedingungen aus Tabelle 8 angenommen, sowie eine Heizwassereintrittstemperatur von 95 °C, eine Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und eine Konzentration der reichen Sorptionslösung von 50 Gew.%. Wie Abbildung 4.29 (a) zeigt, führt die Erhöhung des Eintrittsdrucks zu einem deutlichen Anstieg des Fördervolumenstroms und des spezifischen Lösungsumlaufs. Die Leistung im Austreiber steigt stetig bis auf 15 kW an, begleitetet von einer Zunahme des ausgetriebenen Dampfmassenstroms. Dementsprechend steigt auch die Kondensatorleistung an, wie in Abbildung 4.29 (b) zu sehen.



(a) Volumenstrom  $V_{LiBr}$  und spezifischer Lösungsumlauf  $f = \dot{M}_L / \dot{M}_G$

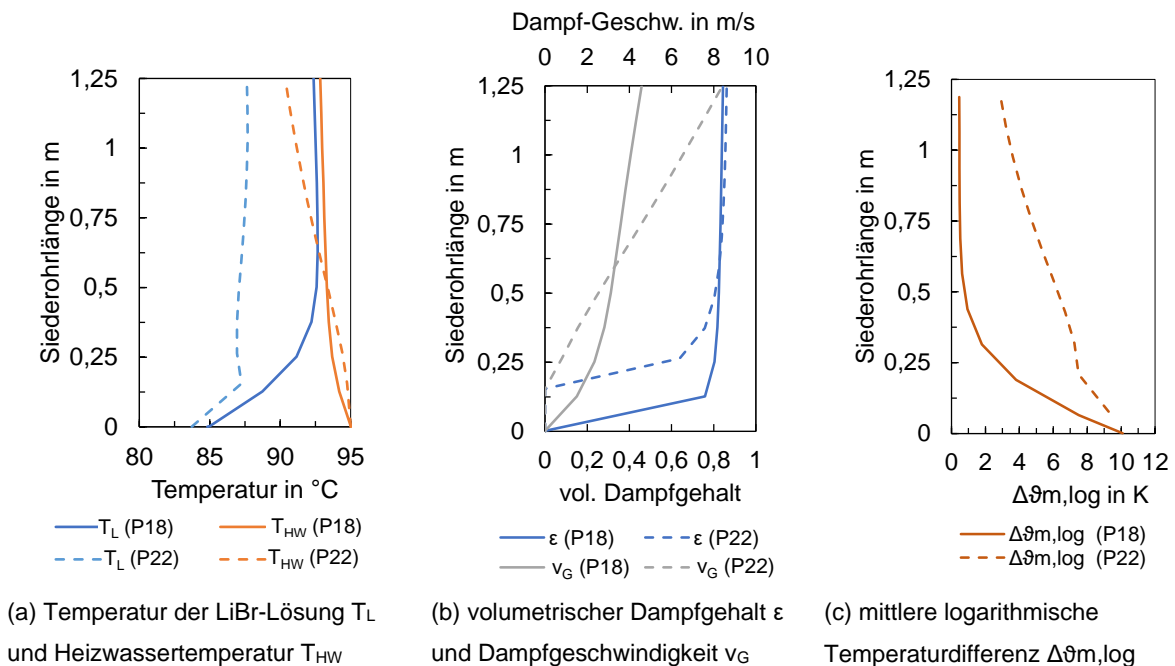
(b) Austreiberleistung  $Q_4$  und Kondensatorleistung  $Q_2$

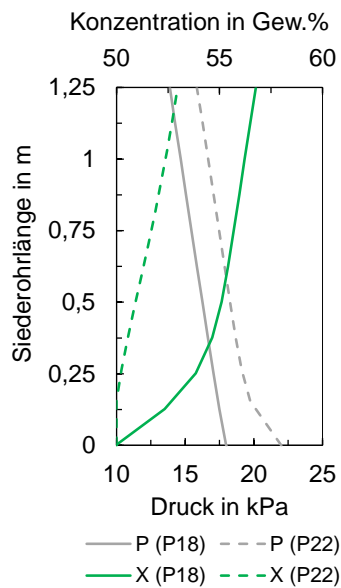
Abbildung 4.29: Prozessgrößen in Abh. des Austreibereintrittsdrucks

Aus einem höheren Prozessdruck am Eintritt des Siederohrs resultiert eine höhere Siedetemperatur der Sorptionslösung. Die Temperaturdifferenz zwischen der Siedetemperatur der Sorptionslösung und dem Heizwasser ist folglich geringer. Die Veränderung von Konzentration und Druck bestimmen den Verlauf der Siedetemperatur entlang des Siederohrs. Die Zusammenhänge werden durch Betrachten der Verläufe entlang des Siederohrs vom Eintritt (0 m) bis zum Austritt (1,25 m) verdeutlicht. Verglichen werden die Betriebspunkte bei 18 kPa (durchgezogene Linie) und 22 kPa Eintrittsdruck (gestrichelte Linie) durch Betrachtung der Temperaturen, Dampfgehalte und Strömungsgeschwindigkeiten, Druck und Lösungskonzentration sowie Wärmestromdichte und Wärmeübergangskoeffizienten in Abbildung 4.30 (a) bis (e).

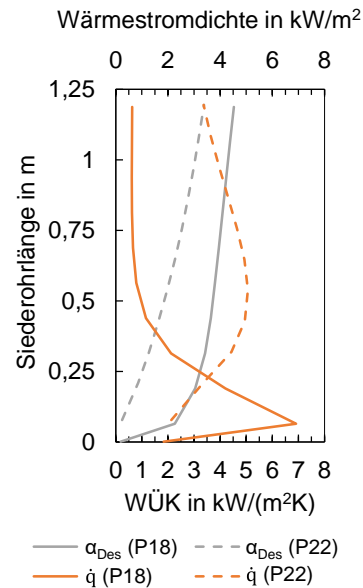
Bei einem Eintrittsdruck von 18 kPa kommt es gleich im ersten Segment zu einer starken Änderung des volumetrischen Dampfgehalts. Die Siedetemperatur der Lösung bei 18 kPa beträgt 85 °C und liegt damit nur knapp über der Eintrittstemperatur. Der Siedevorgang startet dadurch prompt und der Dampfgehalt im Siederohr steigt im ersten Segment auf etwa 75 % und erhöht sich bis zum Austritt nur noch geringfügig auf 80 %. Der Dampf nimmt eine Strömungsgeschwindigkeit bis zu 4,5 m/s an. Ab der Siederohrlänge von etwa 0,4 m hat sich die Sättigungstemperatur der Lösung bereits stark der Heizwassertemperatur angenähert, die treibende Temperaturdifferenz ist ausgehend vom Ausgangswert 10 K bereits auf etwa 1 K geschrumpft. Die größte Konzentrationsänderung findet im unteren Siederohrbereich statt, insgesamt steigt die Lösungskonzentration von 50 auf 56,8 Gew.%. Die über die Länge der jeweiligen Segmente gemittelte Wärmestromdichte ist in der Vorwärmstrecke gering, erreicht im ersten Segment den Maximalwert von 7 kW/(m<sup>2</sup>K) und fällt dann stark ab. Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt Werte von 2,2 kW/(m<sup>2</sup>K) am Eintritt an und wächst mit steigender Strömungsgeschwindigkeit auf 5 kW/(m<sup>2</sup>K).

Im Vergleich dazu ist bei dem Eintrittsdruck von 22 kPa die Siedetemperatur der Lösung am Eintritt mit 90 °C deutlich höher. Die LiBr-Lösung tritt mit etwa 85 °C ein und nach einer Vorwärmstrecke von 0,15 m wird die Siedetemperatur erreicht. Der Druckabfall über das gesamte Siederohr wird wegen der Ausbildung einer längeren Vorwärmstrecke größer. Da insgesamt eine deutlich größere Lösungsmenge im Umlauf ist (Abbildung 4.29a) und eine größere Menge an Kältemittel ausgetrieben wird, wird eine höhere Dampfgeschwindigkeit bis 8,5 m/s erreicht. Die Lösungskonzentration steigt insgesamt nur auf 53 Gew.% an. Wegen der geringen Konzentrationsänderung zeigt sich ein stärkerer Einfluss des Drucks auf die Siedetemperatur der Lösung, die abschnittsweise entlang des Siederohrs sogar eine fallende Tendenz zeigt. Das hat zur Folge, dass die logarithmische Temperaturdifferenz auch am oberen Ende des Siederohrs noch etwa 3 K beträgt. Der Wärmeübergangskoeffizient ist trotz der höheren Dampfgeschwindigkeit geringer als bei dem niedrigeren Eintrittsdruck, was mit dem geringeren Strömungsdampfgehalt  $x^*$  ( $\dot{M}_G/\dot{M}$ ) und der dadurch geringeren Verstärkung des Wärmeübergangs nach Glg. (4.66) zusammenhängt.





(d) Lösungskonzentration  $X$  und Druck  $P$



(e) Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Des}$

Abbildung 4.30: Verlauf entlang der Siederrohrlänge für Eintrittsdruck 18 kPa (—) und 21 kPa (---) als Ergebnis des Berechnungsmodells

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus der Anwendung des Modells des Thermosiphon-Austreibers eingebunden in den vollständigen Wärmepumpenkreislauf der AWP analysiert. Wie in Kapitel 4.2.1 erläutert, ergeben sich für das Betriebskonzept des Wärmepumpenkreislaufs ohne den Einsatz elektrischer Hilfsenergie andere Prozessmerkmale als bei einer konventionellen AWP. Konkret heißt das, im Thermosiphon-Austreiber stellt sich der Fördervolumenstrom der Sorptionslösung entsprechend der Betriebsbedingungen ein. Aufgrund des Verzichts auf die Kältemittelumlaufpumpe dient der Verdampfersumpf nicht als Kältemittelreservoir, aus dem abhängig von der Verdampferleistung dem Prozess Kältemittel zugeführt oder entnommen werden kann. Demnach bleibt die Konzentration der reichen Lösung auch bei Änderungen der Betriebsbedingungen unverändert. Während in Kapitel 4.2.2 vorerst nur der Einfluss des Verdampferkonzepts auf die Effizienz des Wärmepumpenkreislaufs untersucht wurde, wird nun zusätzlich die Wirkung des im Naturumlauf betriebenen Thermosiphon-Austreibers analysiert. Als Ausgangssituation gelten die Parameter aus Tabelle 8, sowie eine Heizwassereintrittstemperatur von 95 °C, eine Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und eine Konzentration der reichen Lösung von 50 Gew.%. Davon ausgehend wird der Einfluss der Variation einzelner Parameter auf Fördervolumenstrom, COP, Druck und weitere charakteristische Prozessgrößen betrachtet.

#### Einfluss der Kühlwasserführung Kondensator-Absorber: seriell vs. parallel

Die Strömungsführung des Kühlwassers beeinflusst maßgeblich die Temperatur- und Druckniveaus des Wärmepumpenkreislaufs und somit die Eintritts- und Austrittsbedingungen

im Thermosiphon-Austreiber. Durch Anwendung des Modells, das die Wärmeübertragung an allen Komponenten der AWP mit einbezieht, werden die folgenden Verschaltungsvarianten diskutiert:

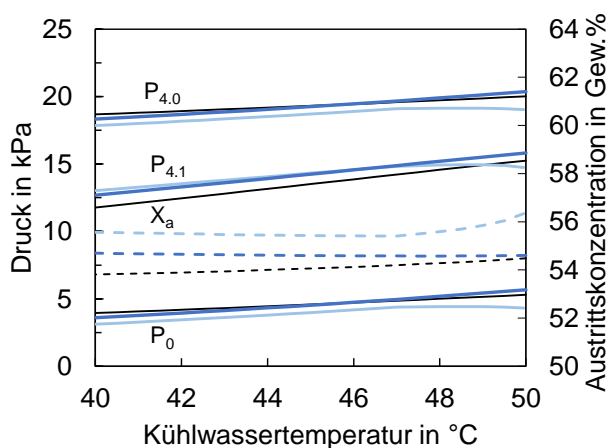
- Seriell: Das Kühlwasser durchströmt erst den Kondensator und dann den Absorber
- Parallel 1:1: Der Kühlwassermassenstrom wird im Verhältnis 1:1 aufgeteilt und durchströmt Kondensator und Absorber parallel
- Parallel 1:2: Der Kühlwassermassenstrom wird im Verhältnis 1:2 aufgeteilt, 2/3 des Massenstroms durchströmt den Kondensator und 1/3 den Absorber

Der Vergleich der Strömungsführungen wird in Kombination mit der Variation der Kühlwassereintrittstemperatur diskutiert. Abbildung 4.31 (a) zeigt den Einfluss auf die Prozessdrücke im Verdampfer  $P_0$ , im Austreibereintritt  $P_{4,0}$ , im Austreiberaustritt und Kondensator  $P_{4,1}$ , sowie auf die Lösungsaustrittskonzentration. In Abbildung 4.31 (b) sind die Austreiberleistungen und der COP und in (c) der resultierende Volumenstrom dargestellt. Die Kühlwasserspreizung im Kondensator ist bei der seriellen Verschaltung am geringsten, dadurch stellt sich im Vergleich das geringste Druckniveau  $P_{4,1}$  (Austreiberaustritt/Kondensator) ein. Das Druckniveau  $P_0$  (Verdampfer/Absorber) wirkt entsprechend Glg. (4.86) direkt auf den Eintrittsdruck  $P_{4,0}$  im Austreiber. Ist trotz des höheren Drucks, der eine höhere Siedetemperatur zur Folge hat, die Voraussetzung einer ausreichend hohen treibenden Temperaturdifferenz gegeben, kann der Siedeprozess starten. Wenn diese Bedingung erfüllt ist, steht durch den höheren Eintrittsdruck im Austreiber eine höhere Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt zur Verfügung, die die Förderung eines höheren Lösungsvolumenstroms begünstigt. Der Anstieg des Volumenstroms geht mit einer geringeren Ausgasungsbreite einher. Bei der seriellen Strömungsführung wird im Vergleich zu den untersuchten parallelen Strömungsführungen am meisten Dampf ausgetrieben und im Austreiber die höchste Leistung ( $Q_4$ ) umgesetzt. Der COP ist hingegen am geringsten. Wie in Kapitel 4.2.2 ausführlich erläutert, kommt es in diesem Fall dazu, dass mehr Kältemittel im Austreiber ausgetrieben wird als im Verdampfer umgesetzt werden kann. Bei Betrieb des Verdampfers *mit* einer Kältemittelumlaufpumpe würde sich dadurch Kältemittel im Verdampfersumpf ansammeln und sich eine höhere Konzentration der reichen Lösung im Absorber einstellen. Die höhere Lösungskonzentration bedingt eine höhere Gleichgewichtstemperatur und führt im Austreiber zur Verringerung der treibenden Temperaturdifferenzen und der Austreiberleistung. Bei Betrieb des Verdampfers *ohne* eine Kältemittelumlaufpumpe kommt es nicht zu einer Leistungsregulierung durch Anpassung der Lösungskonzentration. Das Kältemittel fließt in flüssigem Zustand in den Absorbersumpf, ohne für den Entzug der Rauchgaswärme zur Verfügung zu stehen und die Lösungskonzentration der reichen Lösung bleibt unverändert.

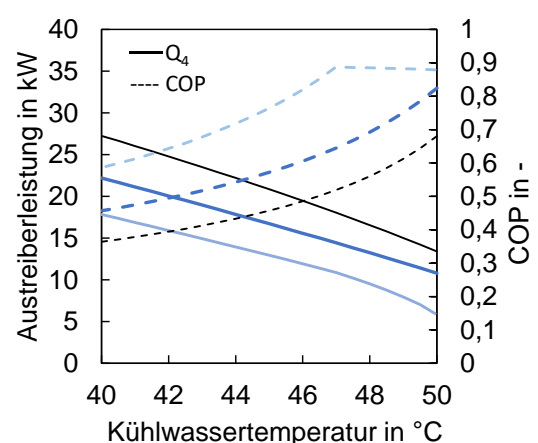
Eine Absenkung der Kühlwassertemperatur bewirkt bei allen Verschaltungsvarianten einen höheren Leistungsumsatz im Austreiber. Das führt bei allen Verschaltungsvarianten zu einer Abnahme des Wertes für den COP ( $Q_1/Q_4$ ) aufgrund des geschilderten Sachverhalts.

Wird der Kühlwassermassenstrom im Verhältnis 1:1 aufgeteilt, stellt sich aufgrund des reduzierten Massenstroms im Kondensator und der dadurch höheren Kühlwasserspreizung ein höherer Druck  $P_{4,1}$  ein. Ebenso stellt sich ein tieferes Druckniveau  $P_0$  ein, durch das vorteilhaft niedrige Verdampfungstemperaturen zur Verfügung gestellt werden können. Die geringere Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Austreibers führt jedoch zu einer verminderten Förderleistung und damit zu einem geringeren Leistungsumsatz. Der COP erreicht im Vergleich mit den anderen Verschaltungsvarianten die höchsten Werte. Das lässt sich darauf zurückführen, dass die Menge des ausgetriebenen Kältemittels am besten zu dem realisierbaren Kältemittelumsatz im Verdampfer passt. Der kleinere Wert für  $P_0$  wirkt sich allerdings auch auf den Eintrittsdruck im Austreiber aus und führt somit zu einem geringeren Druck  $P_{4,0}$ . Auch bei einer günstigen Betriebssituation mit einer Kühlwassertemperatur von 40 °C wird dadurch nur ein Volumenstrom <150 L/h gefördert.

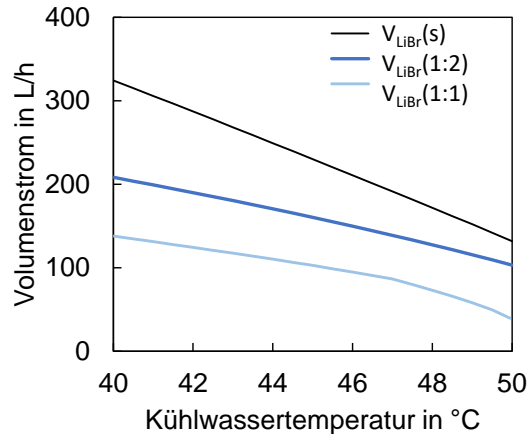
Die Aufteilung des Kühlwassermassenstroms im Verhältnis 1:2 stellt hinsichtlich Fördervolumenstrom und COP einen geeigneten Kompromiss dar. Im Versuchsbetrieb wurde diese parallele Strömungsführung realisiert, zumal sie sich als vorteilhaft für das Anfahren der Anlage erwiesen hat. Die nachfolgenden Ergebnisse aus der Anwendung des Berechnungsmodells werden für die parallele 1:2 Verschaltung diskutiert.



(a) Druck am Austreibereintritt  $P_{4,0}$ , am Austreiberaustritt/Kondensator  $P_{4,1}$  und im Absorber/Verdampfer  $P_0$  sowie Austrittskonzentration  $X_a$



(b) Austreiberleistung  $Q_4$  und COP



(c) Volumenstrom der LiBr-Lösung  $V_{\text{LiBr}}$

Abbildung 4.31: Prozessgrößen für — serielle (s), — parallele 1:2 und — parallele 1:1 Aufteilung in Abh. von der Kühlwassertemperatur

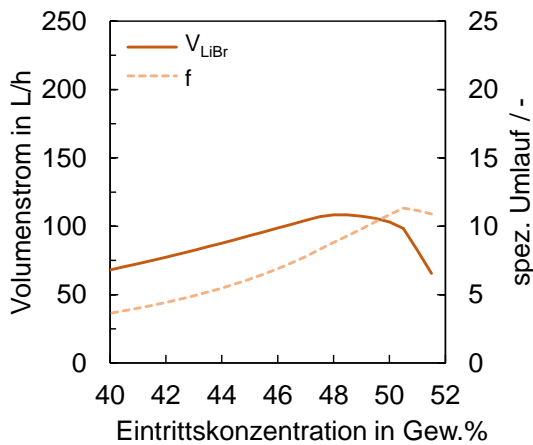
### Einfluss der Lösungskonzentration

Es werden die Ergebnisse einer Variation der Lösungskonzentration von 40 bis 51,2 Gew.% bei einer Heizwassereintrittstemperatur von 95 °C und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C diskutiert.

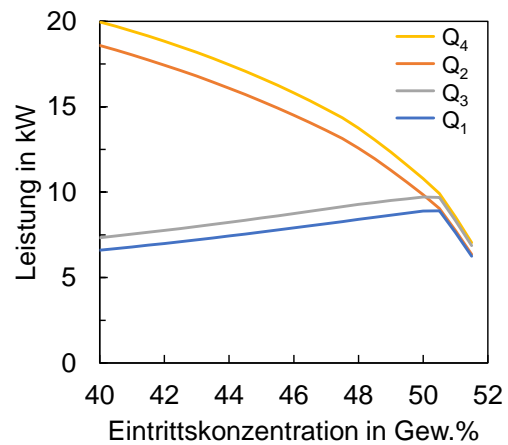
Abbildung 4.32a zeigt den geförderten LiBr-Volumenstrom, der sein Maximum von 120 L/h bei einer Eintrittskonzentration von etwa 48 Gew.% erreicht. Die Herabsetzung der Lösungskonzentration führt zu einer Absenkung der Siedetemperatur, was höhere treibende Temperaturdifferenzen im Austreiber zur Folge hat. Infolgedessen wird im Austreiber mehr Dampf ausgetrieben und die Austreiber- und Kondensatorleistung nehmen dementsprechend zu (Abbildung 4.32b). Dieser Sachverhalt deckt sich mit der Analyse des Einflusses der Lösungskonzentration auf den Prozesskreislauf im Dühring Diagramm in Kapitel 4.2.2 zu Abbildung 4.14. Bei geringerer Lösungskonzentration stellen sich, wie auch Abbildung 4.32c zeigt, höhere Prozessdrücke ein. Im Verdampfer führt das höhere Druckniveau zu unvorteilhaft hohen Kältemittelverdampfungstemperaturen und dadurch geringeren treibenden Temperaturdifferenzen im Verdampfer, wodurch dem Rauchgas weniger Wärme entzogen werden kann. Der Effekt, dass das Kältemittel im Verdampfer nicht vollständig verdampft werden kann, tritt für Lösungskonzentrationen unterhalb von 50,5 Gew.% auf. In Abbildung 4.32b ist dies an dem Knick im Leistungsverlauf von  $Q_1$  und  $Q_3$  zu erkennen, die daraufhin abfallen, während  $Q_4$  und  $Q_2$  weiter ansteigen.

Die Analyse lässt sich durch eine Darstellung der Druckverlustanteile vertiefen. Abbildung 4.32d zeigt den Beitrag der hydrostatischen Druckänderung in der Vorwärmstrecke  $dP_{\text{vorw}}$  und in der Zweiphasenströmung  $dP_{\text{hydr}}$ , dem Reibungsdruckverlust  $dP_{\text{R,2Ph}}$  und dem

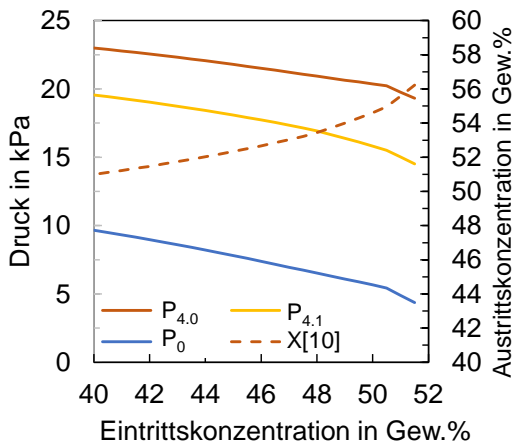
Beschleunigungsdruckverlust  $dP_B$  am Gesamtdruckverlust über dem Siederohr. Bei Lösungskonzentration  $<48$  Gew.% ist keine Vorwärmstrecke notwendig, die LiBr-Lösung tritt im Siedezustand ein und es wird direkt Kältemitteldampf generiert. Der Dampfgehalt im Siederohr ist dadurch von Beginn an hoch, was zu anteilig höheren Reibungsdruckverlusten als bei den höheren Lösungskonzentrationen führt. Ab etwa 50 Gew.% wird deutlich weniger Volumenstrom gefördert (vgl. Abbildung 4.32a). Hier führt die verminderte treibende Temperaturdifferenz im Austreiber zu einer geringeren Dampfproduktion, sodass die hydrostatischen Druckverluste in der Zweiphasenströmung überwiegen.



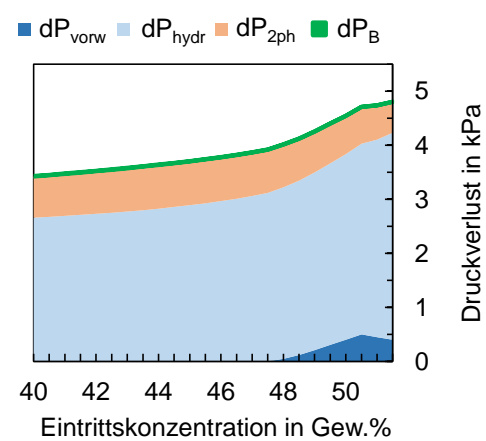
(a) Volumenstrom  $V_{LiBr}$ , spezifischer Lösungsumlauf  $f$  ( $\dot{M}_{LiBr}/\dot{M}_G$ )



(b) Leistungsumsatz an Austreiber  $Q_4$ , Kondensator  $Q_2$ , Absorber  $Q_3$  und Verdampfer  $Q_1$



(c) Druck am Austreibereintritt  $P_{4.0}$ , am Austreiberaustritt/Kondensator  $P_{4.1}$  und im Absorber/Verdampfer  $P_0$  sowie Austrittskonzentration  $X[10]$



(d) Gestapelte Druckverluste durch hydrostatische Druckänderung in der Vorwärmstrecke  $dP_{vorw}$  und in der Zweiphasenströmung  $dP_{hydr}$ , sowie Reibungs-  $dP_{R,2ph}$  und Beschleunigungsdruckverlust  $dP_B$

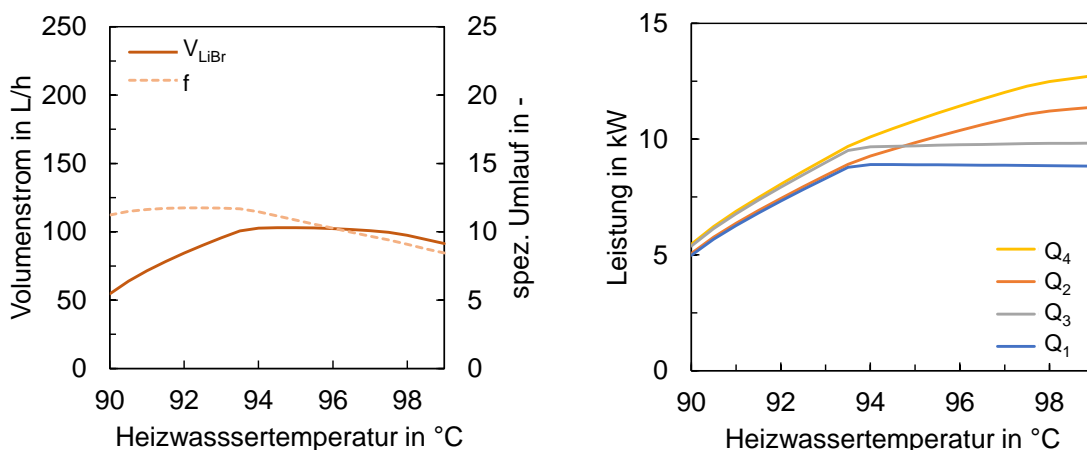
Abbildung 4.32: Prozessgrößen in Abh. der Eintrittskonzentration der reichen Lösung



### Einfluss der Heizwassertemperatur

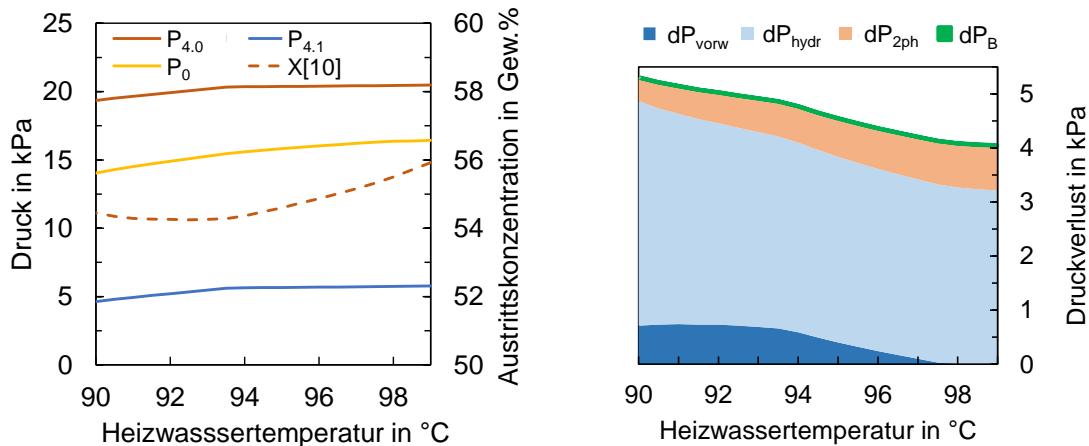
Es werden die Ergebnisse einer Variation der Heizwassereintrittstemperatur von 90 bis 99 °C bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und einer Lösungskonzentration von 50 Gew.% diskutiert.

Die Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenz am Austreiber führt zu einer konstanten Zunahme der Leistungen an Austreiber und Kondensator (Abbildung 4.33b), bewirkt aber nicht zwangsläufig die Zunahme der Förderleistung. Der geförderte Lösungsvolumenstrom erreicht ein Maximum von etwa 100 L/h bei einer Heizwassereintrittstemperatur von 94 °C, siehe Abbildung 4.33a. Die Auftragung der unterschiedlichen Druckverlustbeiträge am Gesamtdruckverlust im Siederohr in Abbildung 4.33 zeigt für abnehmende Heizwassertemperaturen, dass der hydrostatische Druckverlust der Zweiphasenströmung zunimmt und die Reibungsdruckverluste geringer werden. Dies deutet darauf hin, dass die aufgrund der kleineren Temperaturdifferenz verringerte Dampfproduktion im Austreiber einen schwächeren Auftrieb der Dampfblasen bewirkt und der Lösungstransport dadurch eingeschränkt wird. Die Vorwärmstrecke für die eintretende LiBr-Lösung bis zum Erreichen der Siedetemperatur wird für höhere Heizwassertemperatur kürzer. Der hydrostatische Druckverlust der Vorwärmstrecke  $dP_{\text{vorw}}$  nimmt folglich ab. Ab einer Heizwassertemperatur von 98 °C startet der Siedebeginn direkt bei Eintritt der Lösung in das Siederohr. Die verstärkte Dampfbildung führt zu höheren Reibungsdruckverlusten  $dP_{\text{2ph}}$  in der Zweiphasenströmung. Mit zunehmenden Temperaturniveaus an Austreiber und Kondensator stellt sich am Austreiberausstritt ein höherer Prozessdruck ein, vgl. Abbildung 4.33c. Diese Druckerhöhung führt zu einer reduzierten Druckdifferenz zwischen Austreibereintritt und -austritt und bewirkt die Förderung niedrigerer Volumenströme.



(a) Volumenstrom  $V_{\text{LiBr}}$ , spezifischer Lösungsumlauf  $f$  ( $\dot{M}_{\text{LiBr}}/\dot{M}_{\text{G}}$ ), über der Heizwasser-eintrittstemperatur

(b) Leistungsumsatz an Austreiber  $Q_4$ , Kondensator  $Q_2$ , Absorber  $Q_3$  und Verdampfer  $Q_1$  über der Heizwassereintrittstemperatur



(c) Druck am Austreibereintritt  $P_{4,0}$ , am Austreiberaustritt/Kondensator  $P_{4,1}$  und im Absorber /Verdampfer  $P_0$  sowie Austrittskonzentration  $X[10]$

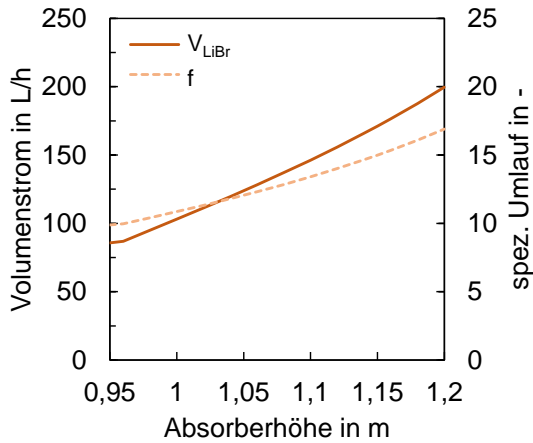
(d) Gestapelte Druckverluste durch hydrostatische Druckänderung in der Vorwärmstrecke  $dP_{vorw}$  und in der Zweiphasenströmung  $dP_{hydr}$ , sowie Reibungs-  $dP_{R,2ph}$  und Beschleunigungsdruckverlust  $dP_B$

Abbildung 4.33: Prozessgrößen in Abh. der Heizwassereintrittstemperatur

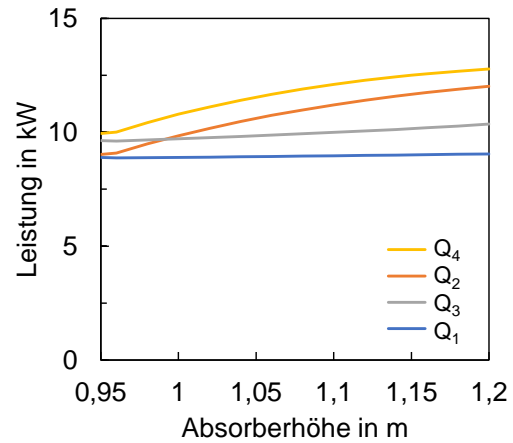
### Einfluss der Absorbersumpfhöhe

Abschließend werden die Ergebnisse einer Variation der Zulaufhöhe von 0,95 bis 1,2 m bei einer Lösungskonzentration von 50 Gew.%, einer Heizwassertemperatur von 95 °C und einer Kühlwassertemperatur von 50 °C diskutiert.

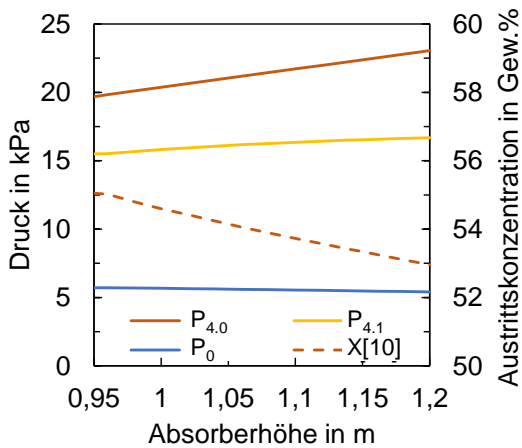
Durch Erhöhung der Zulaufhöhe baut sich mit der zunehmenden Flüssigkeitssäule ein größerer hydrostatischer Druck auf, der zur Erhöhung des Austreiber-Eintrittsdrucks  $P_{4,0}$  führt (Abbildung 4.34c). Wie bereits bei der Analyse der Vorgänge im Siederrohr erläutert, begünstigt die Erhöhung des Eintrittsdrucks die Förderung größerer Volumenströme, hier in Abbildung 4.34a dargestellt. Bei den größeren Volumenströmen wird mehr Dampf ausgetrieben und dementsprechend mehr Leistung an Austreiber und Kondensator umgesetzt (Abbildung 4.34b). Die Leistungen in Verdampfer und Absorber bleiben hingegen nahezu konstant, was auf den limitierten Umsatz des Kältemittels im Verdampfer zurückgeführt werden kann. Der Lösungsvolumenstrom steigt stärker an als der Kältemitteldampfmassestrom, wodurch es zu einer geringeren Konzentrationsänderung kommt und die Lösungskonzentration am Austritt  $X[10]$  abnimmt. Demzufolge steigt der spezifische Lösungsumlauf  $f$ . Die Darstellung der Druckverluste in Abbildung 4.34d zeigt die wachsende Druckdifferenz zwischen Austreibereintritt und -austritt mit steigender Zulaufhöhe. Der höhere Eintrittsdruck bewirkt eine höhere Siedetemperatur und damit eine stärkere Unterkühlung der eintretenden Sorptionslösung, sodass eine längere Vorwärmstrecke bis zum Erreichen der Siedetemperatur notwendig ist. Der Druckverlust  $dP_{vorw}$  nimmt folglich zu, die Druckverlustbeiträge  $dP_{hydr}$ ,  $dP_{R,2ph}$  und  $dP_B$  bleiben hingegen nahezu unverändert.



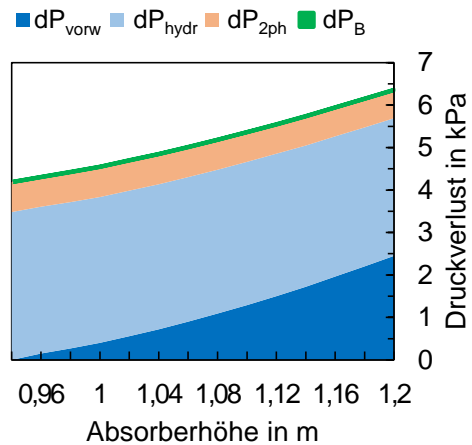
(a) Volumenström  $V_{LiBr}$ , spezifischer Lösungsmlauf  $f$  ( $\dot{M}_{LiBr}/\dot{M}_G$ ), über der Absorberhöhe



(b) Leistungsumsatz an Austreiber  $Q_4$ , Kondensator  $Q_2$ , Absorber  $Q_3$  und Verdampfer  $Q_1$  über der Absorberhöhe



(c) Druck am Austreibereintritt  $P_{4,0}$ , am Austreiberaustritt/Kondensator  $P_{4,1}$  und im Absorber /Verdampfer  $P_0$  sowie Austrittskonzentration  $X[10]$



(d) Gestapelte Druckverluste durch hydrostatische Druckänderung in der Vorwärmstrecke  $dP_{vorw}$  und in der Zweiphasenströmung  $dP_{hydr}$ , sowie Reibungs-  $dP_{R,2ph}$  und Beschleunigungsdruckverlust  $dP_B$

Abbildung 4.34: Prozessgrößen in Abh. von der Absorbersumpfhöhe

**Fazit:**

Mit dem Berechnungsmodell können die komplexen Zusammenhänge des Desorptionsprozess und der sich ausbildenden Zweiphasenströmung abgebildet werden. Abhängig von der treibenden Temperaturdifferenz resultiert ein Dampfmassenstrom, der die Fluidodynamik und die Wärmeübertragung im Siederohr bestimmt. Die Analyse des Einflusses der verschiedenen Betriebsparameter und der lokalen Größen im Siederohr gibt Einblick in die Wirkmechanismen der gekoppelten Prozesse von Dampferzeugung und Flüssigkeitsförderung.

Hohe treibende Temperaturdifferenzen am Siederohreintritt treten zum Beispiel durch hohe Heizwassertemperaturen, niedrige Lösungskonzentrationen und einen niedrigen Eintrittsdruck auf. Dadurch entsteht unmittelbar am Rohreintritt ein hoher Dampfmassenstrom. Die ausgeprägte Blasenentstehung begünstigt hohe Wärmeübergangskoeffizienten, durch die der Desorptionsprozess bereits nach einem Bruchteil der Siederohrlänge abgeschlossen ist, da sich die Siedetemperatur der Lösung der Heizwassertemperatur rasch annähert. Der von Beginn an bestehende, hohe Dichte- und Geschwindigkeitsunterschied der Dampf- und Flüssigkeitsphase (hoher Schlupf) hemmt den Flüssigkeitstransport. Die hohe Dampfgeschwindigkeit verursacht hohe Reibungsdruckverluste.

Eine deutliche Verstärkung des Fördervolumenstroms wird erreicht, wenn durch die Prozessbedingungen eine hohe Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Siederohrs zur Verfügung steht, zum Beispiel durch Absenkung der Kühlwassertemperatur im Kondensator oder Erhöhung des Eintrittsdrucks durch eine größere Zulaufhöhe. Begünstigen die Prozessparameter (Druck, Temperatur, Konzentration) einen gleichmäßig ablaufenden Desorptionsprozess entlang des Siederohres, führt das zu einem kontinuierlichen Anstieg des Dampfmassenstroms. Dadurch treten geringere Geschwindigkeitsunterschied zwischen der Dampf- und Flüssigkeitsphase auf und der Impulsaustausch zwischen den Phasen wird verbessert.

Anhand des Berechnungsmodell lässt sich ein grundlegendes Verständnis für die Wirkung des Thermosiphon-Austreibers in der Absorptionswärmepumpe aufbauen. Die Wärmeübertragung wird von der Fluidodynamik beeinflusst und umgekehrt. Alle Prozessparameter wie Heizwassertemperatur, Druckniveaus, Lösungskonzentrationen usw. beeinflussen die Vorgänge. Daher sind experimentelle Untersuchungen erforderlich, um die Abläufe unter realen Betriebsbedingungen zu ergründen.

## **5. Experimente zur Fallfilmverdampfung an senkrechten Röhren mit strukturierter Oberfläche**

Der Rauchgas-beheizte Verdampfer stellt ein Kernstück der Entwicklung dar. Gegenstand der experimentellen Untersuchung ist sowohl die Wärmeübertragung aus der Kondensation des Rauchgases als auch bei der Verdampfung des Kältemittels. Aufgrund des gewählten Betriebskonzepts, bei dem keine Kältemittel-Umlaufpumpe eingesetzt wird, ergeben sich besondere Anforderungen an die Kältemittelverdampfung. Das Ziel der Betriebsweise besteht darin, das Kältemittel über die Länge der Wärmeübertragerrohre vollständig zu verdampfen. Wegen der daraus resultierenden, sehr geringen Berieselungsdichte stellt die gleichmäßige Verteilung des Kältemittels auf die Röhre, sowie eine gleichmäßige und vollständige Benetzung der gesamten Oberfläche eine besondere Herausforderung dar. Aus diesem Grund wurde zunächst eine Versuchsanlage errichtet, an der speziell der Prozess der Kältemittelverdampfung experimentell untersucht werden kann. Als Rohrtyp wurden strukturierte Kupferrohre ausgewählt, die rohrrseitig mit Wasser beheizt werden. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse wurden für die Konzeption des Verdampfers verwendet, der in die in Kapitel 6 beschriebene Versuchsanlage der Absorptionswärmepumpe integriert wurde. Dieser wurde aus Edelstahlrohren gefertigt und wird über einen befeuchteten Heizluftstrom beheizt, um die Betriebssituation der Rauchgasentfeuchtung zu simulieren.

### **5.1. Versuchsanlage und Vorversuche**

Für die experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung an senkrechten, berippten Kupferrohren mit minimaler Kältemittelaufgabemenge wurde eine Versuchsanlage errichtet. Diese Anlage, bestehend aus einer Verdampfer- und Kondensatoreinheit, liefert die notwendigen Erkenntnisse für die Konzeption des Fallfilmverdampfers der Absorptionswärmepumpe. Für den Betrieb im Vakuum und die Aufrechterhaltung einer reinen Wasserdampf-atmosphäre erfüllt die Versuchsanlage die Anforderung einer hohen Dichtheit gegenüber der Umgebung.

#### **5.1.1. Beschreibung**

Die Versuchsanlage besteht aus dem Fallfilmverdampfer und einem Kondensator, die entsprechend Abbildung 5.1 angeordnet sind. Im Verdampfer wird das Kältemittel (Wasser) über eine Aufgabewanne auf den Rohrumfang von vier senkrecht angeordneten Kupferrohren verteilt, rieselt mantelseitig herab und wird über eine Rohrlänge von 1,4 m verdampft. Unverdampftes Kältemittel gelangt vom Verdampfersumpf in einen unterhalb angeordneten Vorlagebehälter. Der Dampf strömt in den Kondensator, wird kondensiert und das flüssige Kältemittel fließt von dort zurück zum Verdampfer. Ein Dreiwegeventil leitet das Kältemittel

entweder in den Vorlagebehälter unterhalb des Verdampfers oder direkt in die Aufgabewanne. Durch die Anordnung der Komponenten zueinander ist dafür keine Pumpe notwendig. Aus dem Vorlagebehälter kann das Kältemittel mit einer Pumpe in die Aufgabewanne gefördert werden. Die Verdampferrohre werden über einen Warmwasserkreis beheizt. Als Bauform für den Kondensator wurde ein gewickeltes Edelstahlrohr gewählt, das vom Kühlwasserkreis durchströmt wird. Verdampfer und Kondensator wurden in Glaskomponenten eingehaust, sodass im Verdampfer die Benetzung und Verteilung des Kältemittels auf der Rohroberfläche visuell beurteilt werden kann.

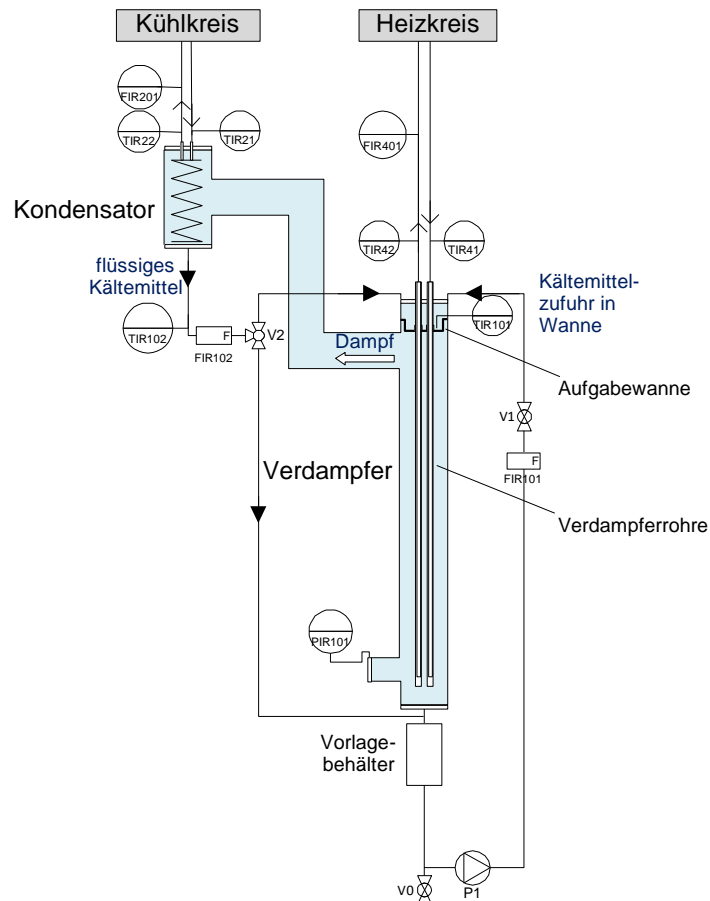


Abbildung 5.1: Schema der Versuchsanlage des Fallfilmverdampfers

Für eine geplante Verdampfungsleistung bis 6 kW ist bei einem „trockenlaufenden“ Betrieb, das heißt bei vollständiger Verdampfung des aufgegebenen Kältemittels, eine Kältemittelaufgabe von 2,4 g/s erforderlich. Als Verdampferrohre werden Kupferrohre mit einem Außendurchmesser von 25,45 mm und einer strukturierten Oberfläche mit einer Rippendichte von 56 fpi (fins per inch) eingesetzt. Ein Abschnitt des Rohres ist in Abbildung 5.2 abgebildet. Für die Beaufschlagung der Verdampferrohre mit Heizwasser wird ein Rohr-in-Rohr-System verwendet. Wie in Abbildung 5.3 dargestellt, strömt das Heizwasser über ein Innenrohr aus Edelstahl nach unten, wird dort umgelenkt und strömt über den Ringspalt zwischen Innenrohr und Mantelrohr wieder nach oben. Diese Strömungsführung erlaubt, dass

sich sowohl Eintritt als auch Austritt des Heizwassers am oberen Ende des Verdampfers befinden. Die Kupferrohre schließen nicht mit der Bodenplatte des Verdampfers ab. Durch den Abstand ist klar erkennbar, ob am Rohrende überschüssiges Kältemittel abtropft. Das Funktionsprinzip des Aufgabesystems ist in Abbildung 5.4 skizziert. Die Verdampferrohre werden am oberen Ende durch Metallhülsen geführt, die im Boden der Aufgabewanne befestigt sind. In den Metallhülsen befinden sich radial verteilt drei Gewindebohrungen, in die für die Zuführung des Kältemittels zu den Verdampferrohren Gewindebolzen mit einer zentralen Bohrung als Strömungskanal eingedreht werden. Die Aufgabewanne füllt sich, bis der Wasserspiegel die Höhe der Strömungskanäle erreicht und das Kältemittel an das Verdampferrohr geleitet wird. Bei dem Aufgabesystem besteht die besondere Herausforderung in der gleichmäßigen Verteilung einer sehr geringen Menge an Kältemittel auf die Rohre. Das Konzept des gewählten Aufgabesystems hat sich in Voruntersuchungen, die in [94] ausführlich beschrieben werden, als dafür geeignet erwiesen.

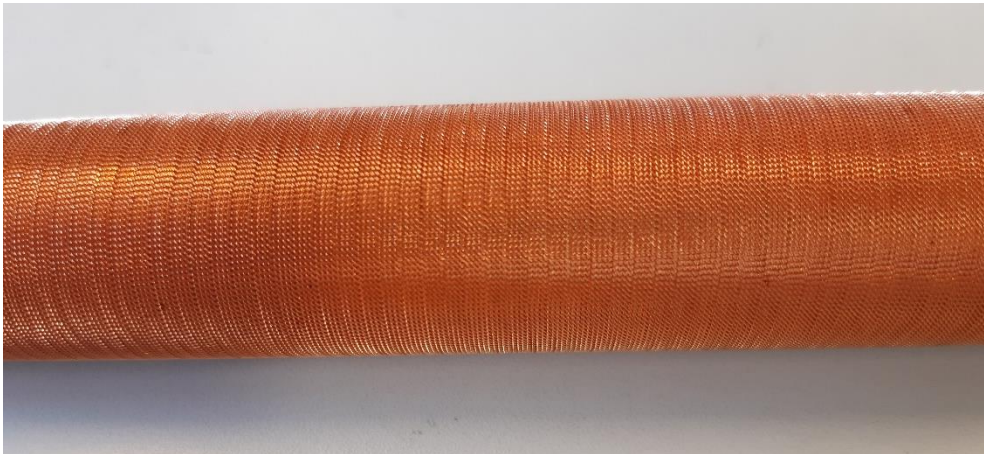


Abbildung 5.2: Struktur des Verdampferrohres mit 56 fpi

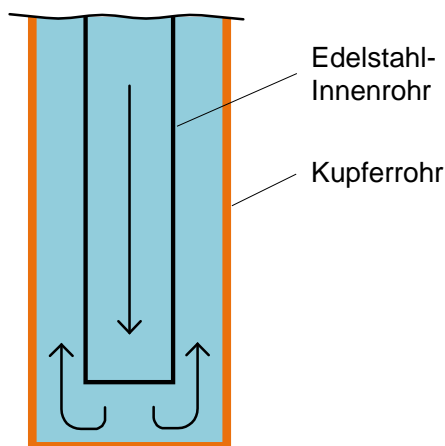


Abbildung 5.3: Strömungsführung des Heizwassers im Verdampferrohr

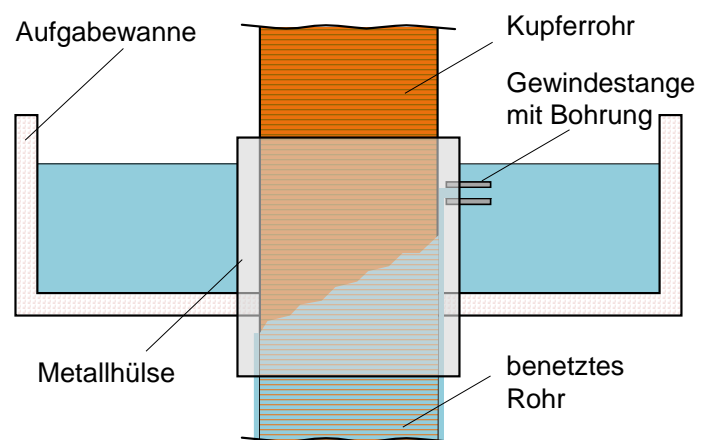


Abbildung 5.4: Kältemittelaufgabesystem

### **5.1.2. Mess- und Regelungstechnisches Konzept**

Die Messabweichungen der eingesetzten Messgeräte sind entscheidendes Kriterium für die Aussagekraft der Messergebnisse. Aufgrund dessen erfolgte eine sorgfältige Auswahl hochpräziser Messinstrumente für die jeweiligen Messbereiche. Eine Übersicht der verwendeten Messgeräte findet sich im Anhang A.2 „Spezifikation der Messtechnik“. Für die Analyse der Wärmeübertragung werden Prozessgrößen im internen Kreisprozess und in den externen Wärmeträgern erfasst. Für die interne und externe Temperaturmessung werden Pt100 Widerstandsthermometer der Genauigkeitsklasse 1/10 Din B eingesetzt. Die Temperaturmessstellen der externen Wärmeträgerkreise, Heizkreis und Kühlkreis, befinden sich jeweils direkt am Eintritt und Austritt der Wärmeübertrager Verdampfer und Kondensator. Der Volumenstrom wird in beiden Wasserkreisen über einen magnetisch-induktiven Durchflussmesser erfasst. Die Regelung von Temperatur und Volumenstrom erfolgt über den Anschluss an das im Labor installierte Versorgungssystem. Die Temperatur des Kältemittels wird in der Aufgabewanne des Verdampfers und am Austritt aus dem Kondensator gemessen. Zwischen Kondensator und Verdampfer erfasst ein Coriolis-Massendurchflussmesser den Kältemittelmassenstrom. Der Volumenstrom des Kältemittels, das von der Pumpe aus dem Vorlagebehälter nach oben in die Aufgabewanne gefördert wird, wird an einem Schwebekörper-Durchflussmessgerät abgelesen. Über einen Regelkugelhahn kann der Volumenstrom manuell eingestellt werden.

### **5.1.3. Versuchsreihen und Versuchsdurchführung**

Es wurden Experimente bei zwei verschiedenen Berieselungsstärken durchgeführt. Bei niedriger, beziehungsweise minimaler Berieselungsstärke, wurde eine Kältemittelzufuhr von 2,2-2,4 g/s eingestellt, für die eine vollständige Verdampfung des Kältemittels erwartet wurde. Die vier Verdampferrohre haben insgesamt einen Rohrumfang von 0,32 m, daraus ergibt sich für diese Kältemittelmenge eine Berieselungsdichte von 27 kg/(m·h). Bei hoher beziehungsweise maximaler Berieselungsstärke wurde die Kältemittelzufuhr auf etwa 10 g/s geregelt, wovon maximal 25 % verdampfen sollten. Hier beträgt der entsprechende Wert für die Berieselungsdichte 127 kg/(m·h). Die Prozessparameter der Experimente sind in Tabelle 9 aufgeführt.



Tabelle 9: Parameter der Experimente

Größe	Wertebereich	Einheit
Druck	25-27	mbar
Leistung Verdampfer	2,0-5,8	kW
mittl. log. Temperaturdifferenz: Heizwasser – Dampf	1,2-4,5	K
Heizwasservolumenstrom	750-2650	l/h
Kältemittelaufgabemenge	2,2-10,0	g/s

## 5.2. Ergebnisse

### 5.2.1. Wärmedurchgangskoeffizient

Für die Auswertung der Experimente wird für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$  bei der Fallfilmverdampfung die bekannte Gleichung (5.1) herangezogen.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta\vartheta_{log} \quad (5.1)$$

Die Wärmeleistung  $\dot{Q}$  wird über die Wärmeabgabe des Heizkreises bestimmt. Die Wärmeübertragerfläche  $A$  bezieht sich auf die äußere Mantelfläche des Kernrohrs, ohne Berücksichtigung der Flächenvergrößerung durch die Berippung des Verdampferrohres. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{log}$  berechnet sich aus:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\vartheta_{HW,ein} - \vartheta_{HW,aus}}{\ln\left(\frac{\vartheta_{HW,ein} - \vartheta_{sat}}{\vartheta_{HW,aus} - \vartheta_{sat}}\right)} \quad (5.2)$$

Hierbei ist die Heizwassereintrittstemperatur  $\vartheta_{HW,ein}$ , die Heizwasseraustrittstemperatur  $\vartheta_{HW,aus}$  und die Dampf-Sättigungstemperatur  $\vartheta_{sat}$ . Für die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$  sind drei thermische Widerstände bedeutsam. Diese treten auf beim Wärmeübergang vom Heizwasser auf die Rohrwand mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{HW}$ , der Wärmeleitung durch die Rohrwand der Stärke  $s$  mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{RW}$  und dem Wärmeübergang auf der Verdampfungsseite mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{FF}$ .

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_{FF}A} + \frac{s}{\lambda_{RW}A_{RW}} + \frac{1}{\alpha_{HW}A_i} \quad (5.3)$$

Da hier der Wärmedurchgang durch ein Rohr betrachtet wird, werden die äußere Mantelfläche  $A = \pi d_a L$ , die logarithmisch gemittelte Fläche  $A_{RW} = (A - A_i) / \ln(A - A_i)$  und die innere Mantelfläche  $A_i = \pi d_i L$  berücksichtigt. Über die Messungen werden keine lokalen Größen,

sondern die über die Rohrlänge gemittelten Werte der Wärmedurchgangs- beziehungsweise Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt.

Ein „trockenlaufender“ Betrieb, bei dem das Kältemittel vollständig verdampft wird, führt zu einer starken Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Rohres. Für eine Beurteilung der Betriebssituation, wird der Anteil an unverdampften Kältemittel  $Y$  nach Glg. (5.4) berechnet. Dieser setzt die Menge an auf die Rohre aufgegebenem Kältemittel  $\dot{M}_{KM}$  ins Verhältnis zur verdampften Kältemittelmenge  $\dot{M}_{KM, evap}$ . Die verdampfte Menge an Kältemittel wird dabei über die Verdampfungsleistung und die Verdampfungsenthalpie beim Prozessdruck ermittelt.

$$Y = \frac{\dot{M}_{KM, evap}}{\dot{M}_{KM}} = \frac{\dot{Q} / \Delta h_{evap}(P)}{\dot{M}_{KM}} \quad (5.4)$$

In Abbildung 5.5 sind die Versuchsergebnisse bei minimaler (2,4 g/s) und maximaler (10 g/s) Berieselungsstärke und der Anteil an verdampftem Kältemittel über dem Heizwasservolumenstrom dargestellt. Mit zunehmendem Volumenstrom verzeichnen alle Werte der Wärmedurchgangskoeffizienten einen Anstieg und es wurde ein maximaler Wert von 4,35 kW/(m<sup>2</sup>K) ermittelt. Die Werte bei minimaler Berieselungsstärke liegen dabei stets etwa 20 % über den Werten mit maximaler Berieselungsstärke mit Ausnahme von dem Bereich des Heizwasservolumenstroms unterhalb von 1250 L/h, wo die Werte deutlich näher beisammen liegen. Für niedrige Heizwasservolumenströme wirkt der Wärmeübergang auf der Heizwasserseite limitierend, sodass der Wärmedurchgang nicht mehr allein durch die filmseitigen Verhältnisse bestimmt wird. Nach den in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Korrelationen zum Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung ist bei den Betriebspunkten mit nahezu vollständiger Verdampfung des Kältemittels entlang des Rohres in Folge der Verringerung der Filmdicke eine starke Änderung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten. Im Gegensatz dazu verdampft bei hohen Berieselungsdichten nur etwa 1/5 des aufgegebenen Kältemittels. Dementsprechend ändert sich der filmseitige Wärmewiderstand nur geringfügig, sodass ein Anstieg des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Verdampferrohres von nur etwa 10 % zu erwarten ist.

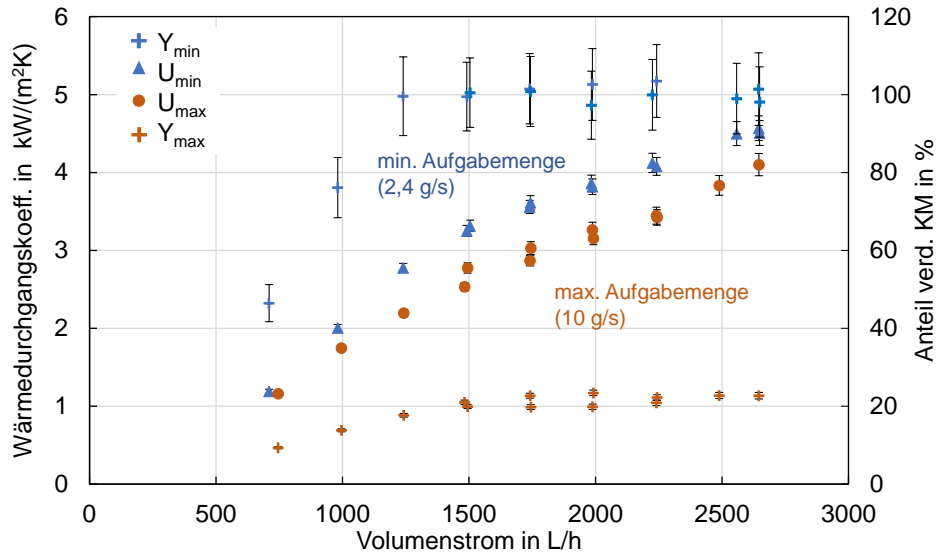


Abbildung 5.5: Wärmedurchgangskoeffizient  $U$  und Anteil des verdampften Kältemittels  $Y$  an der Gesamtaufgabemenge in Abh. des Heizwasservolumenstroms

Abbildung 5.6 zeigt die Ergebnisse für den Wärmedurchgangskoeffizienten und den Anteil an verdampftem Kältemittel für eine Berieselungsstärke von 2,4 g/s bei einer steigenden Verdampfungsleistung von 2 bis 5,5 kW, die aus einer Erhöhung der Heizwassertemperatur von 24,7 °C auf 26,6 °C resultiert. Je höher die Verdampfungsleistung bei der konstant gehaltenen Aufgabemenge, desto höher ist der Anteil an verdampftem Kältemittel. Während bei einer Verdampfungsleistung von 2 kW nur etwa 30 % des Kältemittels verdampfen, sind bei der Verdampfungsleistung von 5,5 kW am Rohrende über 90 % der anfangs aufgegebenen Kältemittelmenge von 2,4 g/s verdampft. Die fast vollständige Umsetzung des Kältemittels führt erwartungsgemäß zu einer starken Änderung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Rohres aufgrund der durch den Verdampfungsprozess abnehmenden Filmdicke. Die ermittelten Werte für den über die Verdampferrohre gemittelten Wärmedurchgangskoeffizient verzeichnen mit zunehmender Verdampfungsleistung und zunehmendem Kältemittel-Verdampfungsanteil nur einen leichten Anstieg. Der Einfluss der Änderung der lokalen Wärmeübergangswerte bei der Fallfilmverdampfung auf den Wärmedurchgangskoeffizienten erweist sich als gering. Dennoch ist die Tatsache, dass der Wärmedurchgangskoeffizient ansteigt, beziehungsweise in der gleichen Größenordnung bleibt, als sehr positiv zu bewerten. Es bestätigt, dass trotz abnehmender Filmdicke keine trockenen Stellen auf der Rohroberfläche entstehen, die die Benetzung beeinträchtigen und zu einem Einbruch des Wertes für den Wärmedurchgangskoeffizienten führen würden.

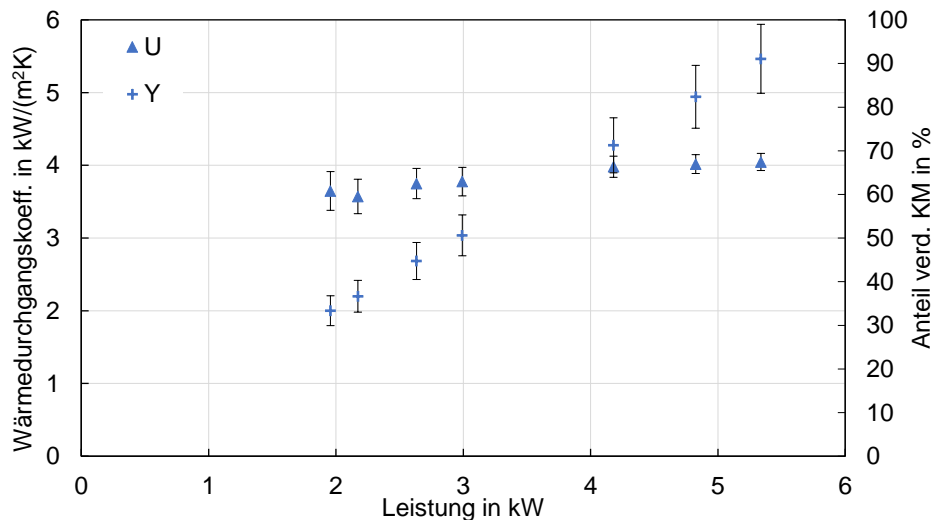


Abbildung 5.6: Wärmedurchgangskoeffizient  $U$  bei konstantem Heizwasservolumenstrom und konstanter Berieselungsstärke (2,4 g/s) und Anteil an verdampften Kältemittel  $Y$  bei variierender Verdampfungsleistung,  $\Delta\vartheta_{log}=1,2-3,9$  K,  $\dot{V}_{HW}=2000$  l/h

### 5.2.2. Innerer Wärmeübergangskoeffizient

Die Beheizung der Rohre findet durch die beschriebene Doppelrohrkonstruktion statt. Der Wärmeübergang  $\alpha_{RS}$  im Ringspalt glatter Rohre berechnet sich nach Gnielinski [95]. Im hier vorliegenden Fall liegt die Strömung im Übergangsbereich zwischen laminarer und voll ausgebildeter Strömung mit  $2300 < Re < 10^4$  und es gelten die nachfolgenden Gleichungen (Glg. (5.5) ff.). Als Randbedingung wird angenommen, dass die Wärmeübertragung ausschließlich an der Innenseite des Außenrohres stattfindet, während das Innenrohr wärmegeklämt ist und demnach kein Wärmeentzug aus dem Wärmeträger erfolgt. Der hydraulische Durchmesser  $d_h = d_a - d_i$  ist durch die Differenz zwischen dem Innendurchmesser des Außenrohres und dem Außendurchmesser des Innenrohres bestimmt. Das Durchmesser Verhältnis ist beschrieben durch  $a = d_i/d_a$ . Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{RS}$  gemäß

$$\alpha_{RS} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad (5.5)$$

wird eine Überlagerung der Nusseltzahlen für eine laminare und eine turbulente Strömung verwendet.

$$Nu = (1 - y)Nu_{lam,2300} + y \cdot Nu_{turb,10^4} \quad (5.6)$$

Der Anteil  $y$  der Nusseltzahl der turbulenten Strömung wird bestimmt über

$$y = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (5.7)$$

Für die Bestimmung der Nusseltzahl der laminaren Strömung mit  $Re_{lam} = 2300$  werden die nachfolgenden Gleichungen verwendet.

$$Nu_{lam,2300} = (Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)^{\frac{1}{3}} \quad (5.8)$$

mit

$$Nu_1 = 3,66 + 1,2a^{0,5} \quad (5.9)$$

$$Nu_2 = f_{RS} \sqrt[3]{Re_{lam} \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l}} \quad (5.10)$$

mit

$$f_{RS} = 1,615 \left( 1 + 0,14 \left( \frac{d_i}{d_a} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \quad (5.11)$$

$$Nu_3 = \left( \frac{2}{1 + 22Pr} \right)^{\frac{1}{6}} + \sqrt{Re_{lam} \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l}} \quad (5.12)$$

Für die Bestimmung der Nusseltzahl der turbulenten Strömung bei  $Re_{turb} = 10^4$  werden die Gleichungen (5.13) bis (5.16) angewandt.

$$Nu_{t,10^4} = \frac{\frac{\zeta_{RS}}{8} Re_{turb} \cdot Pr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta_{RS}}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] (0,9 - 0,15a^{0,6}) \quad (5.13)$$

mit

$$k_1 = 1,07 + \frac{900}{2300} - \frac{0,63}{(1 + 10Pr)} \quad (5.14)$$

und dem Widerstandsbeiwert  $\zeta_{RS}$ , der in Abhängigkeit der Reynoldszahl  $Re^*$  nach Glg (5.16) berechnet wird.

$$\zeta_{RS} = (1,8 \log_{10}(Re^*) - 1,5)^{-2} \quad (5.15)$$

$$Re^* = Re \frac{(1 + a^2) \ln(a) + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \ln(a)} \quad (5.16)$$

Liegt die Strömung nicht im Übergangsbereich, werden für den Fall einer rein laminaren Strömung mit  $Re < 2300$  die Gleichungen (5.8) bis (5.12) mit  $Re=Re_{lam}$  verwendet. Im Falle einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung mit  $Re > 10^4$  wird Glg. (5.13) mit  $Re=Re_{turb}$  angewandt.

Die untersuchten Röhre haben auf der Rohrrinnenseite eine Rillenstruktur, die zu einer Vergrößerung der Oberfläche und einer verstärkten Durchmischung führen. Dadurch ist eine Steigerung des Wärmeübergangs gegenüber Glattrohren zu erwarten, die anhand von

Korrelationen abgeschätzt werden kann. Webb [96] untersuchte den Wärmeübergang einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung von sieben verschiedenen helikalen Strukturen an der Innenseite von Röhren und leitete daraus eine Korrelation für den Wärmeübergang ab, die die experimentell ermittelten Werte mit einer Genauigkeit von  $\pm 10\%$  wiedergibt. Diese ist abhängig von der Rippengeometrie, insbesondere von der Rippenanzahl in Umfangsrichtung  $N_s$ , der Rippenhöhe  $e$  und dem Winkel zwischen Rippe und Rohrachse  $\varphi$ . Der Wärmeübergangskoeffizient an der berippten Oberfläche  $\alpha_s$  berechnet sich aus:

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{\alpha_s}{u \cdot c_p} Pr^{\frac{2}{3}} = 0,00933 \cdot Re^{-0,181} N_s \left( \frac{e}{d_i} \right)^{0,323} \varphi^{0,505} \quad (5.17)$$

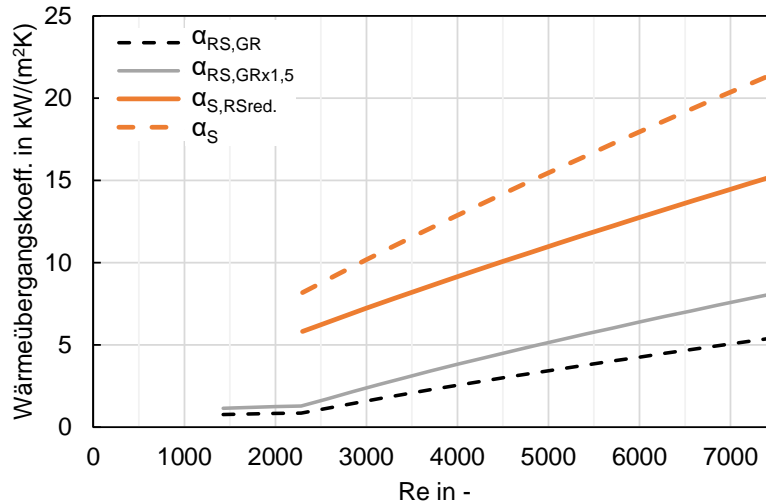
Für den Gültigkeitsbereich:  $0,024 < e/D < 0,041$

$$25^\circ < \alpha < 45^\circ$$

$$5,08 < Pr < 6,29$$

Die experimentellen Ergebnisse basieren auf Strömungen mit  $18000 < Re < 90000$  und Röhren mit einem Innendurchmesser  $\sim 15,54$  mm. Zusätzliche Untersuchungen deuten darauf hin, dass die Korrelation auch auf einen erweiterten Gültigkeitsbereich angewandt werden kann.

In dem betrachteten Fall muss sowohl die Rillenstruktur als auch der Ringspalt für die Einordnung des Wärmeübergangs berücksichtigt werden. Abbildung 5.7 stellt die mittels unterschiedlicher Ansätze ermittelten Werte für den Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für einen Bereich bis  $Re=7500$  dar. Eine Vielzahl experimenteller Untersuchungen bestätigen eine mindestens 1,5-fache Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten durch eine Rillenstruktur [96]. Ausgehend von dem Wärmeübergangskoeffizient im Ringspalt bei Glattrohren  $\alpha_{RS,GR}$  nach Gnielinski [95], ist mit  $\alpha_{RS,GR \times 1,5}$  die 1,5-fache Steigerung dieses Wertes aufgetragen. Die Anwendung der Korrelation von Webb [96] gemäß Glg. (5.17) resultiert in dem Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_s$ , der 4 bis 9-fach höhere Werte im Vergleich zum Ausgangswert  $\alpha_{RS,GR}$  für den Wärmeübergang im Glattrohr annimmt. Die Korrelation von Webb bezieht sich dabei auf vollständig durchströmte Röhre. Prinzipiell resultieren die Korrelationen für die Berechnung des Wärmeübergangs im Ringspalt in Werten, die nur etwa 70 % des Wertes für vollständig durchströmte Röhre betragen, bei ansonsten gleicher Reynoldszahl und gleichem hydraulischen Durchmesser. Diese zu erwartende Minderung ist in der Auftragung von  $\alpha_{S,RSred}$  dargestellt.

Abbildung 5.7: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  für den heizwasserseitigen Wärmeübergang

### 5.2.3. Äußerer Wärmeübergangskoeffizient

Der Wert des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Fallfilmverdampfung  $\alpha_{FF}$  an Röhren mit strukturierter Oberfläche wird aus dem experimentell ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten abgeleitet. Der Wärmedurchgangskoeffizient setzt sich gemäß Glg. (5.3) aus dem heizwasserseitigen Wärmeübergang an der Rohrinne, der Wärmeleitung durch die Rohrwand und dem zu bestimmenden Wärmeübergang an der Rohraußenseite zusammen. Wie bereits erwähnt, bezieht sich der Wärmedurchgangskoeffizient dabei auf die äußere Mantelfläche des Rohres, ohne Berücksichtigung der durch die Oberflächenstruktur vergrößerten Rohroberfläche. Für die Wärmeleitung durch die Rohrwand wird die Wärmeleitfähigkeit von Kupfer  $\lambda=300 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  angenommen, Innen- und Außendurchmesser sind bekannt. Für den Wärmeübergang vom Heizwasser auf die innere Rohrmantelfläche wird der Ergebniswert aus der Gleichung von Webb (Glg. (5.17)) unter Berücksichtigung einer Minderung des Wärmeübergangs durch die Strömungsverhältnisse im Ringspalt verwendet. Dieser wurde im vorangehenden Kapitel als  $\alpha_{S,RSred}$  eingeführt. Für den nachfolgend genauer betrachteten Bereich von  $4000 < Re < 7500$  nimmt  $\alpha_{S,RSred}$  Werte von 9 bis 15  $\text{kW/(m}^2\text{K)}$  an.

Abbildung 5.8 zeigt die berechneten Werte des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{FF}$  aufgetragen über der Reynoldszahl des Heizwassers für eine Kältemittelaufgabemenge von 2,4 g/s und 10 g/s. Für diese Versuchsreihe betrug die übertragene Wärmeleistung 4,9 bis 5,8 kW, die logarithmische Temperaturdifferenz 2,7 bis 3,8 K und die Verdampfungstemperatur lag in einem Bereich von 21,4 bis 22,7 °C. Die Ergebnisse bestätigen den beschriebenen Zusammenhang, wonach bei geringeren Filmdicken höhere Wärmeübergangskoeffizienten auftreten. Die Werte des Wärmeübergangskoeffizienten liegen bei den Betriebspunkten mit minimaler Aufgabemenge (2,4 g/s) um etwa 25 % über den

Werten bei hoher Aufgabemenge (10 g/s). Darüber hinaus führt die Erhöhung der Reynoldszahl, was eine Verbesserung des Wärmeübergangs auf der Heizwasserseite anzeigt, unabhängig von der Aufgabemenge zu einer Steigerung des Wertes des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Fallfilmverdampfung. Maximal werden Werte bis  $7,6 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  ermittelt. Bei einer nahezu konstanten treibenden Temperaturdifferenz und Verdampferleistung sind prinzipiell keine Änderung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung zu erwarten. Das deutet darauf hin, dass die Bestimmung des heizwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten die tatsächlichen Gegebenheiten nicht passend abbildet. Im Rahmen der vorhandenen Versuchsanordnung sind demnach nur die Wärmedurchgangskoeffizienten eindeutig zu bestimmen, für die Wärmeübergangskoeffizienten lassen sich nur die Größenordnungen einschätzen.

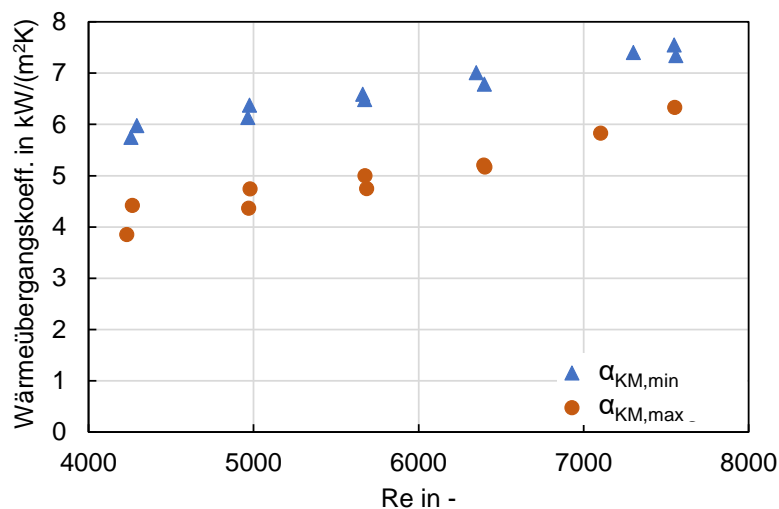


Abbildung 5.8: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{KM,min}$  für minimale (2,4 g/s) und  $\alpha_{KM,max}$  für maximale (10 g/s) Berieselungsstärke bei Erhöhung der Heizwasser-Reynoldszahl

Während der innere Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Rohres als konstant angesehen werden kann, hängt der Wärmeübergangskoeffizient bei der Fallfilmverdampfung stark von der Berieselungsdichte beziehungsweise der Filmdicke ab. Insbesondere bei niedrigen Berieselungsdichten und der angestrebten vollständigen Verdampfung der aufgegebenen Menge an Kältemittel ist eine starke Änderung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Rohres zu erwarten. Aus diesem Grund wird der Verlauf des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten genauer analysiert. Hierfür erfolgt eine abschnittsweise Berechnung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten. Um die Berechnungsergebnisse des Modells mit der Messung vergleichen zu können, kann das Rechenmodell auf die gemessenen Prozessgrößen eines bestimmten Betriebspunkts angewandt werden. Dazu gehören der Prozessdruck, aus dem die Sättigungstemperatur der Verdampfung hervorgeht, die Aufgabemenge des Kältemittels, die Austrittstemperatur und der Volumenstrom des Heizwassers. Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei der



Fallfilmverdampfung werden gemäß Kapitel 4.3.2 die Gleichungen nach Schnabel [68] herangezogen. Das Modell liefert als Ergebnis die übertragene Wärmeleistung, die Heizwassereintrittstemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten.

Abbildung 5.9 zeigt das Ergebnis des Modells basierend auf den in Tabelle 10 angegebenen Größen, die von einem ausgewählten Betriebspunkt stammen. Der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  des Heizwassers auf der Rohrinneenseite wird für  $Re=6400$  mit  $10,0 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  angenommen. In Abbildung 5.9a ist der Verlauf des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Verdampferrohres von der Aufgabewanne bei 0 m bis zum unteren Rohrende bei 1,4 m dargestellt. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Verdampfungsseite  $\alpha_{FF}$  nimmt bei der Aufgabemenge von 2,4 g/s am oberen Ende einen Wert von  $6,0 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  an. Der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten steigt exponentiell an und erreicht am unteren Rohrende einen Maximalwert von  $28,7 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ . Die abschnittsweise Berechnung zeigt, dass die starke Änderung von  $\alpha_{FF}$  nur geringen Einfluss auf den lokalen Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$  und den mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_{\text{mean}}$  ausübt. Abbildung 5.9b zeigt die kumulierte Leistung und die logarithmische Temperaturdifferenz über die Rohrlänge. Für eine Anzahl von 4 Röhren wird über die Rohrlänge eine kumulierte Leistung von 5,8 kW erzielt. Die abschnittsweise berechnete logarithmische Temperaturdifferenz sinkt von oben nach unten von 4,3 K auf 2,2 K. Um die Ergebnisse der Berechnung mit den gemessenen Werten vergleichen zu können, die nur als Mittelwerte über die Verdampferrohre vorliegen, werden auch die berechneten Werte entsprechend gemittelt. In Tabelle 11 sind die Ergebnisse aus Messung und Rechnung für diesen Betriebspunkt aufgeführt. Die hohe Übereinstimmung der Werte unterstützen die Annahme, dass die Werte der lokal ermittelten Größen plausibel sind. Demnach ist vor allem im unteren Rohrabschnitt ein deutlicher Anstieg des Wärmedurchgangskoeffizienten zu erwarten. Während zu Beginn der Wärmeübergang auf der Fallfilmseite auf den Wärmedurchgang limitierend wirkt, wird durch die mit voranschreitenden Verdampfungsprozess abnehmende Filmdicke der Wärmeübergang auf der Fallfilmseite so weit verstärkt, dass am Ende der Wärmeübergangskoeffizient auf der Heizwasserseite dominiert.

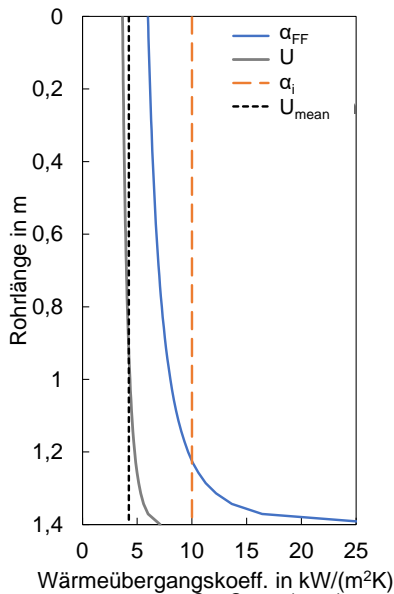
Tabelle 10: Prozessgrößen des ausgewählten Betriebspunkts

Größe	P mbar	$\dot{M}_{KM}$ g/s	$\vartheta_{HW,aus}$ °C	Re <sub>HW</sub> -
Wert	25,45	2,4	23,6	6400

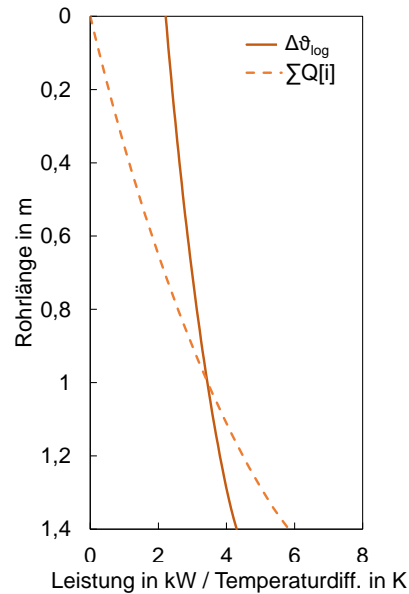
Tabelle 11: Ergebnisse aus Messung und Rechnung

Größe	U kW/(m <sup>2</sup> K)	Q̇ kW	Δϑ <sub>log</sub> K	α <sub>i</sub> kW/(m <sup>2</sup> K)	α <sub>FF</sub> kW/(m <sup>2</sup> K)
Messung	4,1	5,85	3,2	-	-
Rechnung	4,2*	5,83	3,1*	10,0	8,1*

\*Mittelwert der lokalen Größen



(a) Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangskoeffizienten



(b) Logarithmische Temperaturdifferenz ϑ und Wärmeleistung Q

Abbildung 5.9: Verlauf entlang des Verdampferrohres als Ergebnis der Modellrechnung

### 5.3. Zusammenfassung der Ergebnisse

An einer Versuchsanlage wurde die Fallfilmverdampfung an der Mantelfläche von vier vertikalen Kupferrohren mit strukturierter Oberfläche experimentell untersucht. Zum Vergleich unterschiedlicher Berieselungsdichten wurden Experimente mit einer Berieselungsdichte von 115 kg/(m·h) und 27 kg/(m·h) durchgeführt, dies entspricht bei der Versuchsanordnung einer Kältemittelaufgabemenge von 2,4 g/s bzw. 10 g/s. Die geringere Berieselungsdichte wurde dabei so gewählt, dass bei einer Verdampfungsleistung von 6 kW eine vollständige Verdampfung des Kältemittels über die Rohrlänge erfolgen kann. Das Kältemittel wird durch die Oberflächenstruktur der Rohre über den Rohrumfang verteilt und die Rohroberfläche vollständig benetzt. Der angestrebte „trockenlaufende“ Betrieb des Fallfilmverdampfers für minimale Berieselungsdichten von 27 kg/(m·h) konnte erreicht werden.

Die untersuchten Betriebspunkte mit Verdampfungsleistungen bis 6 kW und mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen bis 4,5 K ergaben Wärmedurchgangskoeffizienten bis

4,35 kW/(m<sup>2</sup>K). Die Versuchsergebnisse stellen über die Länge der vier Verdampferrohre gemittelte Werte dar. Der Wert des Wärmedurchgangskoeffizienten liegt bei Messpunkten niedriger Berieselungsdichte etwa 25 % oberhalb der Werte bei höherer Berieselungsdichte. Das bestätigt die Erwartung eines gesteigerten Wärmeübergangskoeffizienten bei dünnerer Flüssigkeitsfilmdicke. Aus den Wärmedurchgangskoeffizienten bei einer Aufgabemenge von 2,4 g/s ergeben sich für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der Fallfilmverdampfung Werte im Bereich von 5,7 und 7,3 kW/(m<sup>2</sup>K). Zu dessen Berechnung wurden für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten die Korrelationen von Webb [96] herangezogen und zusätzlich eine Minderung des Wärmeübergangs durch die vorliegende Ringströmung berücksichtigt.

Zur Ermittlung der lokalen Größen entlang des Verdampferrohres wurde eine abschnittsweise Berechnung des Wärmeübergangs durchgeführt. Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Fallfilmseite wurde dabei der Berechnungsansatz von Schnabel [68] angewandt. Die Berechnungsergebnisse zeigen, im unteren Drittel des Verdampferrohres ist insbesondere bei geringen Berieselungsdichten durch die Abnahme der Filmdicke während des Verdampfungsvorgangs ein starker Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Fallfilmseite zu erwarten. Der in Abbildung 5.9 dargestellte exemplarische Verlauf für einen ausgewählten Betriebspunkt zeigt einen Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten von anfänglich 7 auf 28 kW/(m<sup>2</sup>K) am unteren Rohrende, der Mittelwert beträgt 8 kW/(m<sup>2</sup>K). Der Vergleich der ermittelten Messwerte mit den Berechnungsergebnissen zeigt eine plausible Übereinstimmung hinsichtlich der Größenordnung.

Die Analyse der experimentellen Untersuchungen wird durch die Konfiguration der Versuchsanlage in einem gewissen Maß begrenzt. Die Heizwasserströmung im Ringspalt in Kombination mit der inneren Rohrstruktur stellt eine gewisse Unsicherheit für die Bestimmung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten dar. Dieser kann mittels Gleichungen näherungsweise berechnet werden, die resultierenden Werte sind allerdings aufgrund der genannten Bedingungen mit Vorbehalt zu betrachten. Zudem liegt das Strömungsregime im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Für eine präzise Ermittlung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten wäre hingegen ein klar definierter innerer Wärmeübergang mit voll turbulenter Strömung vorteilhaft, um sicherzustellen, dass die Wärmeübertragung nicht durch den inneren Wärmewiderstand limitiert wird.

Der „trockenlaufende“ Betrieb konnte erfolgreich realisiert werden. Bei geringen Berieselungsdichten kann es zur Austrocknung der Rohroberfläche kommen und der Wärmeübergang bei der Verdampfung würde beträchtlich gemindert werden. Durch die visuelle Beurteilung der Benetzung der Verdampferrohre konnten während den Messungen keine trockenen Stellen an den Röhren erkannt werden. Diese Beobachtung wird durch die

Auswertung der Messwerte bestätigt. Käme es bei der geringen Aufgabemenge zur Ausbildung trockener Stellen an der Wärmeübertragerfläche, wäre ein deutlicher Rückgang des Wärmedurchgangskoeffizienten zu verzeichnen, da stets die gesamte Rohroberfläche und demzufolge auch die trockene, nicht aktive Wärmeübertragungsfläche für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten herangezogen wird. Eine höhere Aufgabemenge würde in diesem Fall zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs führen, da dadurch eine vollständige Benetzung aufrechterhalten wird. Die Messergebnisse zeigen hingegen einen höheren Wert für den Wärmedurchgang bei niedrigen Berieselungsdichten.

Die experimentellen Untersuchungen bestätigen, dass sich das Konzept des vertikalen Fallfilmverdampfers als sehr vielversprechend für die geplante Anwendung erweist. Für die Beheizung der Verdampferrohre mit dem Rauchgas aus einem Biomasseheizkessel ergeben sich im Vergleich zu dieser Versuchsanlage abweichende Randbedingungen:

- Einsatz von Edelstahlrohren, bei denen fertigungsbedingt eine geringere Rippendichte als bei Kupferrohren möglich ist.
- Reduzierter Wärmeübergang auf der Rohrinneenseite. Bei der Rauchgaskondensation sind, wie in Kapitel 4.3.1 erläutert, Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich von etwa  $0,25 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  zu erwarten.

Die experimentellen Untersuchungen der Absorptionswärmepumpe mit dem an die genannten Randbedingungen angepassten Fallfilmverdampfer werden im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

## 6. Experimentelle Ergebnisse der Absorptionswärmepumpe

Für die experimentelle Erprobung des vorgestellten Gerätekonzepts der Absorptionswärmepumpe wurde eine Versuchsanlage errichtet. Der Aufbau der Versuchsanlage, die Messergebnisse zur Charakterisierung des Thermosiphon-Austreibers und des gesamten Absorptionswärmepumpenkreislaufs werden nachfolgend beschrieben und im Kontext zu dem gegebenen Anwendungszweck – der Brennwertnutzung – eingeordnet.

### 6.1. Aufbau der Versuchsanlage

#### 6.1.1. Beschreibung

Die Versuchsanlage besteht aus den Wärmeübertragern Verdampfer (1), Kondensator (2), Absorber (3), Thermosiphon-Austreiber (4) und dem Lösungswärmeübertrager (LWÜ). Das Anlagenschema ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Im Verdampfer wird das vom Kondensator kommende Kältemittel verdampft und strömt in den Absorber, wo es in Kontakt mit der armen LiBr-Lösung tritt, die über ein Aufgabesystem auf das horizontale Rohrbündel verteilt wird. Der Kältemitteldampf wird von der Lösung absorbiert. Überschüssiges, unverdampftes Kältemittel läuft in flüssigem Zustand vom Verdampfersumpf in den Absorbersumpf. Die reiche Lösung fließt vom Absorbersumpf über den Lösungswärmeübertrager in den Thermosiphon-Austreiber. Dort wird das Kältemittel aus der LiBr-Lösung ausgetrieben, der entstandene Kältemitteldampf trennt sich am oberen Ende des Austreibers von der armen LiBr-Lösung und strömt zum Kondensator, wo er wieder verflüssigt wird. Der Thermosiphon-Austreiber hebt die LiBr-Lösung auf eine Höhe von etwa 1,3 m an. Vom Austreiber-Austritt fließt die arme Lösung zum Absorber und passiert dabei den Lösungswärmeübertrager. Durch das höhere Druckniveau im Kondensator und Austreiberkopf, wird die LiBr-Lösung, beziehungsweise das Kältemittel, zu den jeweils höherliegenden Aufgabewannen in Absorber und Verdampfer gefördert. Es sind somit keine mechanischen Pumpen für die Förderung der Medien im internen Prozesskreislauf erforderlich.

Für eine gesonderte Untersuchung des Thermosiphon-Austreibers, kann der Verdampfer umgangen werden und das Kältemittel direkt vom Kondensator kommend in die Aufgabewanne des Absorbers geleitet werden.

Die Konzeption der Versuchsanlage erlaubt an ausgewählten Stellen Einblick in das Prozessgeschehen. Durch den Einsatz von Glasrohren können Flüssigkeitsströmungen und Füllstände begutachtet werden. Diese befinden sich jeweils in den fallenden Leitungen nach dem Austritt aus Absorber, Austreiber und Kondensator sowie in der steigenden Leitung vom Austreiber zur Absorberaufgabewanne. Die Benetzung des horizontalen Rohrbündels im Absorber kann durch eine Frontscheibe aus Makrolon beurteilt werden. Die Verdampferrohre

befinden sich in einem Glaszylinder. Die Kältemittelverteilung und Benetzung der vertikalen, berippten Rohre kann dadurch rundum und über die gesamte Länge der Rohre betrachtet werden. Im Austreiberkopf erlaubt eine Deckelscheibe aus Makrolon die Beobachtung des Siedeverhaltens.

Eine Anpassung der Lösungskonzentration um etwa 2 Gew.% kann während des Versuchsbetriebs manuell vorgenommen werden, indem Kältemittel in einem Behälter (B) zurückgehalten wird. Dieser befindet sich unterhalb des Kondensators.

Die Befüllung der Anlage erfolgte bis zu einem Niveau, bei dem der Boden des Absorbers etwa 5 cm unterhalb der Flüssigkeitsoberfläche liegt. Somit haben Schwankungen im Volumenstrom und veränderliche Prozessdrücke während des Betriebs durch das große Volumen des Absorbersumpfs nur geringe Auswirkung auf die Füllstandshöhe.

Die Beheizung des Austreibers erfolgt über einen Heizwasserkreislauf, der Temperaturen bis etwa 93 °C zur Verfügung stellen kann. Kondensator und Absorber werden von einem Kühlwasserkreislauf bei einem Temperaturniveau von ca. 50 °C versorgt. Der Kühlwasserstrom teilt sich auf und durchströmt die beiden Wärmeübertrager parallel.

Als Ersatz für das Rauchgas aus einer Biomassefeuerung wird der Verdampfer mit einem Wasserdampf-Luft-Gemisch beheizt. Dazu wird Umgebungsluft angesaugt, erhitzt und mit Sattdampf aus einem Dampferzeuger (DE) gemischt. Das Verhältnis von Dampf zu Luft kann angepasst werden und bietet somit Variationsmöglichkeiten hinsichtlich Volumenstrom und Taupunkt des nachgeahmten Rauchgases. Bei Austritt aus dem Verdampfer wird das entstandene Kondensat aufgefangen und die ausgekühlte Luft entweicht in die Umgebung.

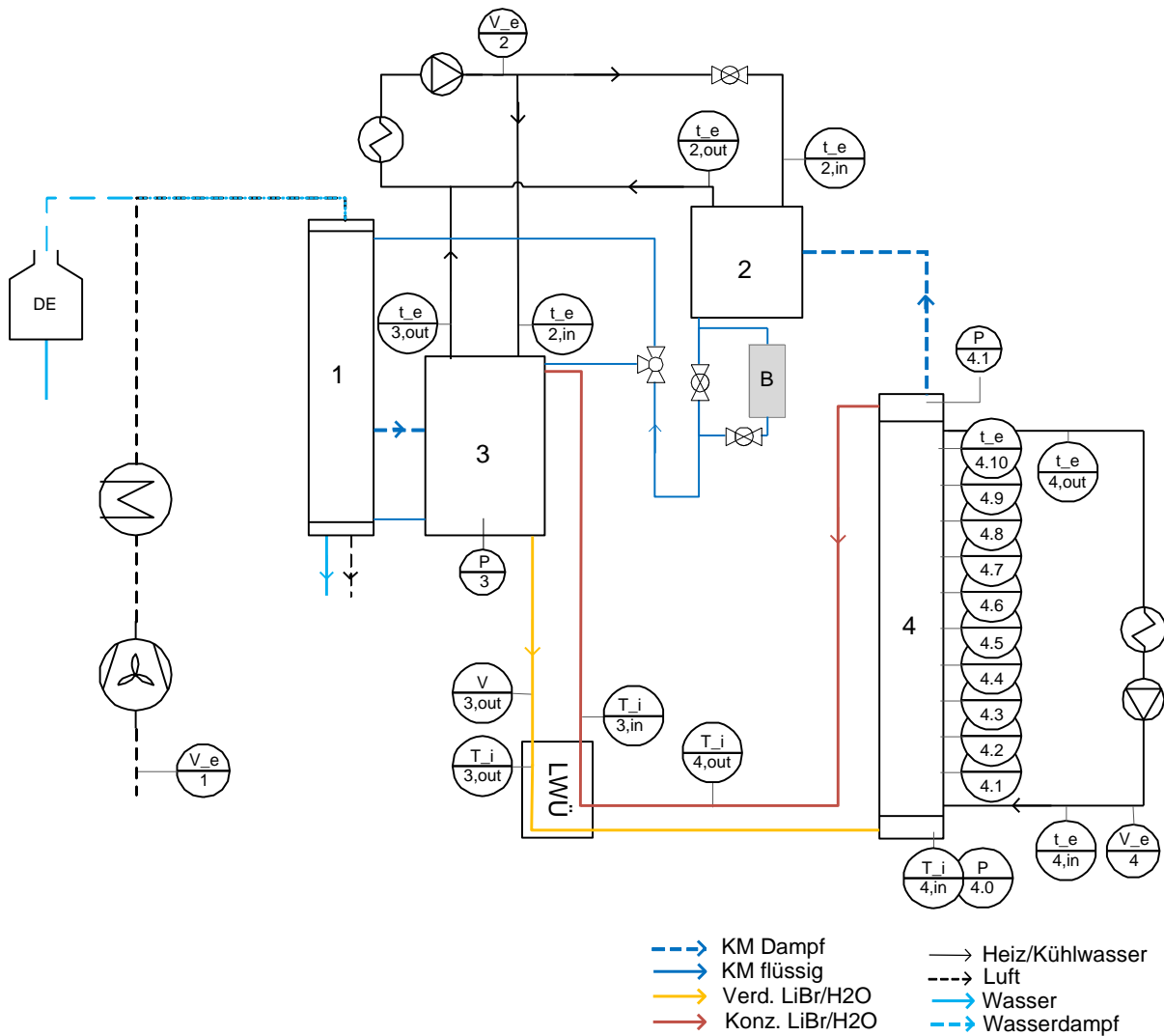


Abbildung 6.1: R+I Schema der Versuchsanlage

### 6.1.2. Messtechnisches Konzept

Die Qualität und Aussagekraft der experimentellen Untersuchungen werden maßgeblich von der Präzision und Zuverlässigkeit der eingesetzten Messverfahren bestimmt. Durch das messtechnische Konzept soll gewährleistet werden, dass die gewonnenen Daten eine verlässliche Grundlage für die nachfolgende Analyse der Messergebnisse bieten.

Für die energetische Bilanzierung werden der Wärmeumsatz in den externen Wärmeträgerkreisen und die Prozessdaten im internen Wärmepumpenkreislauf erfasst. Die einzelnen Messstellen sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Für die interne und externe Temperaturmessung werden Pt100-Widerstandsthermometer der Genauigkeitsklasse 1/10 DIN B eingesetzt. Die Temperaturmessstellen der externen Wärmeträger, Heizkreis und Kühlkreis, befinden sich jeweils direkt am Eintritt und Austritt der Wärmeübertrager Absorber, Kondensator und Austreiber. Der Volumenstrom wird in beiden Wasserkreisen über einen magnetisch induktiven Durchflussmesser erfasst. Da das Kühlwasser auf Kondensator und

Absorber aufgeteilt wird, wird der Durchfluss durch den Absorber mit einem Schwebekörperdurchflussmesser überprüft. Im Austreiber befinden sich zusätzlich zu den Temperaturmessungen an Eintritt und Austritt des Heizwassers 10 weitere Temperatursensoren im Abstand von 12,5 cm über die Höhe verteilt. Zusammen mit der Heizwasser-Volumenstrommessung kann dadurch abschnittsweise die Wärmestromdichte bestimmt werden. Der Luftvolumenstrom zur Beheizung des Verdampfers wird über ein Flügelradanemometer gemessen und der zugeführte Sattdampfmassenstrom über den Dampferzeuger ausgegeben. Die Temperatur des Wasserdampf-Luft-Gemischs wird bei Eintritt und Austritt in den Verdampfer gemessen. Das entstandene Kondensat wird unterhalb des Verdampfers in einem Behälter aufgefangen und gewogen. Im internen Kreisprozess werden die absoluten Werte des Prozessdrucks durch Druckaufnehmer im Absorber, Austreibereintritt und Austreiberaustritt erfasst. Die Erfassung des Volumenstroms der reichen LiBr-Lösung erfolgt in der Rohrleitung vom Absorber zum Austreiber durch ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät. Sämtliche Messdaten werden über ein Präzisionsmessgerät zur Messwerterfassung und Datenlogger aufgenommen. Die Spezifikationen der verwendeten Messgeräte und Datenerfassungssystem können der Tabelle im Anhang A.2 entnommen werden. Eine Erläuterung zur Messunsicherheitsbetrachtung befindet sich im Anhang A.3.

### 6.1.3. Apparativer Aufbau

Die in Kapitel 4.3 und 4.4 beschriebene wärmetechnische Konzeption der Hauptkomponenten der AWP wurden in eine praxisnahe Konstruktion überführt. Die Konfiguration der Wärmeübertrager ist in Tabelle 12 aufgeführt. Abbildung 6.2 zeigt Fotos der Aufstellung. Abbildung 6.2a zeigt die Frontansicht des Absorbers mit Blick durch die Makrolonscheibe auf das horizontale Rohrbündel und links davon den zylinderförmigen Thermosiphon-Austreiber. Oberhalb von diesem befindet sich der Kondensator. Abbildung 6.2b zeigt die Rückseite des Absorbers, an die der in den Glaszylinder eingehauste Fallfilmverdampfer angekoppelt ist. Über den Wickelfalzrohrstutzen am oberen Ende des Verdampfers wird über ein flexibles Lüftungrohrstück der Aufbau des Wasserdampf-Luft-Gemisch Erzeugers angeschlossen.

Tabelle 12: Wärmeübertrager der Versuchsanlage

<b>Wärmeübertrager</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Fläche</b>
Verdampfer	Fallfilm/senkrecht Rohrbündel	1,8 m <sup>2</sup>
Kondensator	Halboffener Plattenwärmeübertrager	2,8 m <sup>2</sup>
Absorber	Fallfilm/horizontales Rohrbündel	3,9 m <sup>2</sup>
Austreiber	Senkrecht Rohrbündel	4,1 m <sup>2</sup>
Lösungswärmeübertrager	Plattenwärmeübertrager	1,53 m <sup>2</sup>





(a) Thermosiphon-Austreiber, Kondensator und Absorber



(b) Rückseite des Absorbers und Fallfilmverdampfer

Abbildung 6.2: Fotografie des Aufbaus im Labor

#### 6.1.4. Untersuchte Betriebspunkte

Im Versuchsbetrieb wurden Funktion und Leistungsfähigkeit der verschiedenen Anlagenkomponenten untersucht. Die Charakterisierung von Austreiber und Verdampfer stand dabei im Fokus. Davon insbesondere die Förderwirkung des Thermosiphon-Austreibers, die maßgeblich die Anlageneffizienz beeinflusst. Entscheidendes Kriterium ist das Erreichen eines Lösungsvolumenstroms  $>150$  L/h, um eine hinreichende Benetzung im Absorber zu ermöglichen. Zur Charakterisierung des Thermosiphon-Austreibers wurde die Anlage überwiegend ohne den Verdampfer betrieben. Wie in Kapitel 6.1.1 angemerkt, kann dazu der Verdampfer umgangen und das Kältemittel direkt vom Kondensator kommend in die Aufgabewanne des Absorbers geleitet werden.

Im Verdampfer soll insbesondere die Rauchgaskondensation untersucht werden. Grundlage für die Auskühlung des Rauchgases ist eine gute Benetzung und Wärmeübertragung auf Seite der Kältemittelverdampfung.

Die nachfolgende Tabelle 13 zeigt eine Übersicht der untersuchten Betriebspunkte, die für die nachfolgende Analyse der Messergebnisse herangezogen wurden. Zur Veranschaulichung sind die Prozessparameter des untersuchten Arbeitsbereichs in Abbildung 6.3 im Dühring-Diagramm dargestellt. Die externen Temperaturniveaus wurden in Bezug zu den in Kapitel 4.1 erläuterten Randbedingungen ausgewählt. Dort wird die Einbindung der AWP in das Wärmeversorgungssystem eines Biomasseheizkessels betrachtet, der eine Temperatur von  $95$  °C zur Verfügung stellen kann und ein Wärmenetz mit Vorlauf/Rücklauftemperaturen von

70 °C/50 °C versorgt. Im Versuchsbetrieb wurde ein erweiterter Bereich untersucht. Für das Heizwasser wurden Temperaturen im Bereich von ca. 82 bis 93 °C und für das Kühlwasser Temperaturen im Bereich von ca. 42 bis 51 °C eingestellt. Die Konzentration der armen Lösung wurde im Versuchsbetrieb von 40 bis 48 Gew.% variiert. Die daraus resultierenden Prozessparameter sind der Tabelle und dem Diagramm zu entnehmen.

Tabelle 13: Variation der Prozessparameter

Größe		Bereich	Einheit
Kühlwasser	Eintritt	42,2-50,6	°C
	Austritt	48,6-56,8	°C
Heizwasser	Eintritt	81,7-92,8	°C
	Austritt	74,7-88,5	°C
Konzentration LiBr	reich	40-48	Gew.%
	arm	46-53	Gew.%
Druckdifferenz	Austreibereintritt/-austritt	3,6-5,7	kPa
	Austreiber-Absorber	7,9-12,0	kPa
Desorptionsleistung		12-23	kW

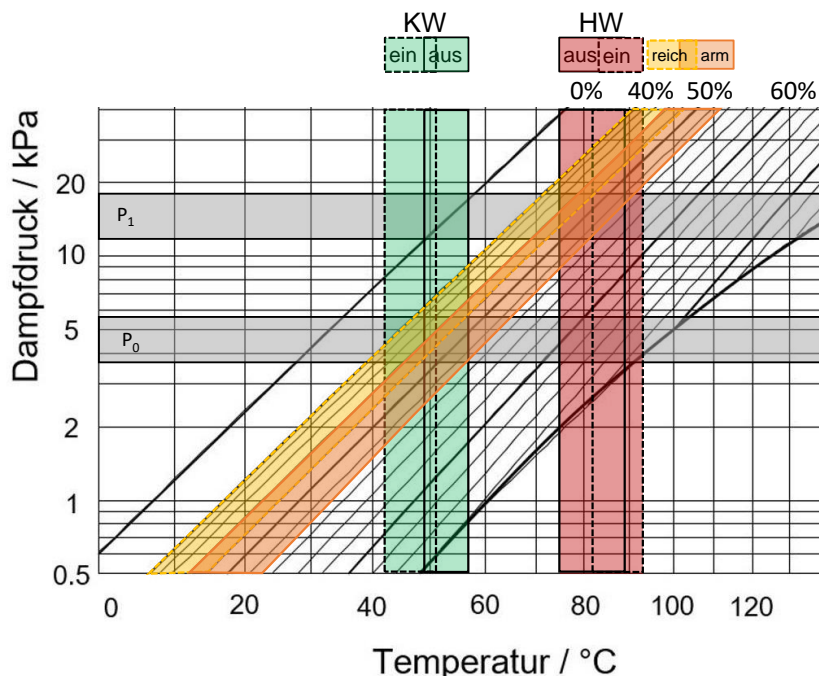


Abbildung 6.3: Untersuchter Arbeitsbereich im Dühring-Diagramm

## 6.2. Betriebsverhalten der Gesamtanlage

### Anfahrverhalten

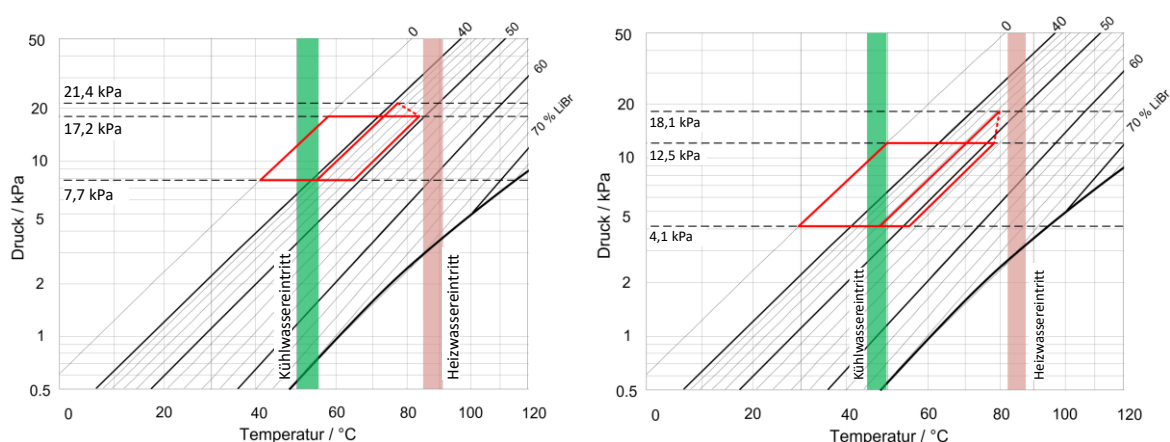
Generell beginnt der Wärmepumpenkreislauf mit einsetzender Förderung der Sorptionslösung im Thermosiphon-Austreiber. Wird die notwendige Heizwassertemperatur zur Verfügung gestellt, bilden sich in den Siederohren Kältemitteldampfblasen und der Flüssigkeitstransport setzt ein. Für den zuverlässigen Start der Anlage hat sich ein bestimmtes Vorgehen bewährt, das nachfolgend beschrieben wird.

Zu Beginn herrscht in allen Anlagenkomponenten nahezu das selbe Druckniveau und der Flüssigkeitsspiegel in den Siederohren des Austreibers entspricht dem des Absorbersumpfs. Während das Heizwasser auf eine Temperatur von circa 90 °C erwärmt wird, wird nur ein geringer Teilvolumenstrom davon durch den Austreiber geleitet. Dadurch kommt es zur Erwärmung der LiBr-Lösung aber noch nicht zur Dampfblasenbildung. Mit zunehmender Temperatur steigt der Druck und in den Siederohren stellt sich ein niedrigerer Flüssigkeitsspiegel ein, sodass Lösung vom Austreiber zurück in den Absorber strömt. Hat das Heizwasser die Zieltemperatur erreicht, wird dem Austreiber der volle Heizwasservolumenstrom zugeführt. Das Kältemittel beginnt zu verdampfen und die aufsteigenden Dampfblasen bringen den Lösungsumlauf in Gang. Der Druck am Austreiberaustritt steigt dadurch stärker an. Steigt er zu hoch an, kommt der Siedevorgang wieder zum Erliegen. Dem Kondensator wird nun Kühlwasser zugeführt, damit setzt die Kondensation des Kältemitteldampfes ein und es lässt sich ein stabiles Druckniveau einstellen. Das flüssige Kältemittel wird nach dem Kondensator kurzzeitig angestaut, wenn sich eine entsprechende Flüssigkeitsvorlage gebildet hat, wird die Leitung zum Verdampfer bzw. Absorber geöffnet. Die Leitung füllt sich unverzüglich mit Kältemittel, sodass der Dampf an der Durchströmung gehindert wird. Ist der Druckunterschied zwischen Austreiber und Absorber ausreichend groß, wird die arme LiBr-Lösung auf die Höhe der Aufgabewanne des Absorbers angehoben und verteilt sich über die Wärmeübertragerfläche. Nun können die Volumenströme und Temperaturen des Rauchgases und des Kühlwassers im Absorber eingestellt werden. Wird der Absorber von Beginn an mit dem Kühlwasservolumenstrom durchströmt, stellt sich tendenziell ein höherer Prozessdruck ein, der den Überlauf der Lösung vom Austreiberaustritt in den Absorber erschwert.

### Betriebspunkte im Dühring-Diagramm

Für die Analyse verschiedener Betriebszustände werden zwei ausgewählte Betriebspunkte genauer betrachtet. Dazu wurde die Darstellung der Prozessparameter im Dühring Diagramm gewählt, siehe Abbildung 6.4. Abbildung 6.4a zeigt einen Betriebspunkt im Dühring-Diagramm bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 50 °C und einer Heizwassereintrittstemperatur von 91 °C. Im Thermosiphon-Austreiber findet eine Konzentrationsänderung von 41 auf

48,6 Gew.% bei einer Druckänderung von 21,4 kPa zu 17,2 kPa von Eintritt zu Austritt des Siederohrs statt. Im Verdampfer kann dadurch bei einem Druck von 7,7 kPa und einer Gleichgewichtstemperatur von 41 °C die Verdampfung des Kältemittels erfolgen. Dieses Temperaturniveau stellt die untere Grenze der Rauchgasauskühlung dar. Im Vergleich dazu wird in Abbildung 6.4b ein Betriebspunkt bei einer höheren Lösungskonzentration von 46,6 Gew.% der reichen Lösung, einer um 4 K reduzierten Heizwassertemperatur und einer um 5 K reduzierten Kühlwassertemperatur betrachtet. Bei einem Eintrittsdruck im Thermosiphon-Austreiber von 18 kPa wird die Lösung auf 51 Gew.% bei einem Druckniveau von 12,5 kPa aufkonzentriert. Im Verdampfer stellt sich dabei eine Verdampfungstemperatur von 29 °C ein, bei einem Druckniveau von 4,1 kPa.



(a) reiche LiBr-Lösung 41 Gew.%, arme LiBr-Lösung 48,6 Gew.%, Heizwassereintritt 91 °C, -austritt 84,6 °C, Kühlwassereintritt 50,4 °C, -austritt 56 °C

(b) reiche LiBr-Lösung 46,6 Gew.%, arme LiBr-Lösung 51,1 Gew.%, Heizwassereintritt 86,9 °C, -austritt 82,6 °C, Kühlwassereintritt 45 °C, -austritt 49,6 °C

Abbildung 6.4: Ausgewählt untersuchte Betriebspunkte im Dühring Diagramm

### Kondensator

Befinden sich Fremdgase im System, zum Beispiel wenn das System vorab nicht vollständig evakuiert wurde oder wenn Fremdgase in Folge einer zu hohen Leckrate kontinuierlich in die Anlage einströmen, wird der Wärmeübergang am Kondensator behindert. Ein konstanter Wärmedurchgangskoeffizient am Kondensator über alle Messungen hinweg wurde demnach als Anhaltspunkt für einen von Fremdgasen unbeeinflussten Prozess angesehen. Die Auswertung der Messungen ergab Wärmedurchgangskoeffizienten im Kondensator um 1,9 kW/(m<sup>2</sup>K).

### Verdampfer

Die Ermittlung der Wärmeleistung des Verdampfers basiert auf der Bilanzierung des Wasserdampf-Luft-Gemischs, das an Stelle eines feuchten Rauchgases den Verdampfer durchströmt. Dazu wird der eintretende Massenstrom  $\dot{M}_{G, ein}$  bestimmt, der sich aus

angesaugter Luft  $\dot{M}_{Luft}$  und dem vom Dampferzeuger generierten Wasserdampf  $\dot{M}_{DE}$  zusammensetzt.

$$\dot{M}_{G, \text{ein}} = \dot{M}_{Luft} + \dot{M}_{DE} \quad (6.1)$$

Die Massenbilanz über den Verdampfer umfasst den ein- und austretenden Gasstrom  $\dot{M}_{G, \text{ein/aus}}$  und das bei der Auskühlung des Gasstroms entstandene Kondensat  $\dot{M}_K$ .

$$\dot{M}_{G, \text{aus}} = \dot{M}_{G, \text{ein}} - \dot{M}_K \quad (6.2)$$

Die übertragene Wärmeleistung  $\dot{Q}_V$  wird aus der Enthalpiebilanz bestimmt.

$$\dot{M}_{G, \text{ein}} h_{\text{ein}}(T_{\text{ein}}, w_{\text{ein}}) = \dot{M}_{G, \text{aus}} h_{\text{aus}}(T_{\text{aus}}, w_{\text{aus}}) + \dot{M}_K h_K(T_{\text{aus}}, P) + \dot{Q}_V \quad (6.3)$$

Die Enthalpie der Gasströmung (Dampf/Luft-Gemisch) am Ein- und Austritt ist dabei abhängig von Temperatur und Wassergehalt  $w$ , die Enthalpie des Kondensats von Temperatur und Umgebungsdruck.

Die Taupunkttemperatur des feuchten Gasstroms ergibt sich aus dem Verhältnis von Wasserdampf zu trockener Luft. Für den Vergleich zwischen dem Versuchsbetrieb und der Modellrechnung zum Wärmeübergang bei der Rauchgaskondensation aus Kapitel 4.3.1 wird exemplarisch der Betriebspunkt mit den Eintrittsbedingungen nach Tabelle 14 betrachtet. In Tabelle 15 sind die durch Messung und Rechnung ermittelten Größen aufgeführt. Im Experiment wurde bei der Durchströmung des Verdampfers eine Auskühlung der Gasströmung von 117,4 °C auf 54 °C erzielt. Der Massenstrom des enthaltenen Wasserdampfs wurde von anfangs 11,7 kg/h um 5,7 kg/h reduziert. Die Rauchgastemperatur nähert sich somit bis auf etwa 2 K an die Taupunkttemperatur von 52,3 °C an. Die übertragene Wärmeleistung nach Glg. (6.3) beträgt 6,9 kW.

Die Modellierung des Wärmeübergangs liefert eine höhere Wärmeleistung mit insgesamt 8,1 kW. Die erreichte Auskühlungstemperatur ist dabei mit 52,3 °C nur geringfügig niedriger, die Menge an entstandenem Kondensat mit knapp 8 kg/h jedoch deutlich höher. Dies ist ausschlaggebend für die aufgetretene Differenz zwischen Experiment und Modell.

Tabelle 14: Eintrittszustand in den Verdampfer

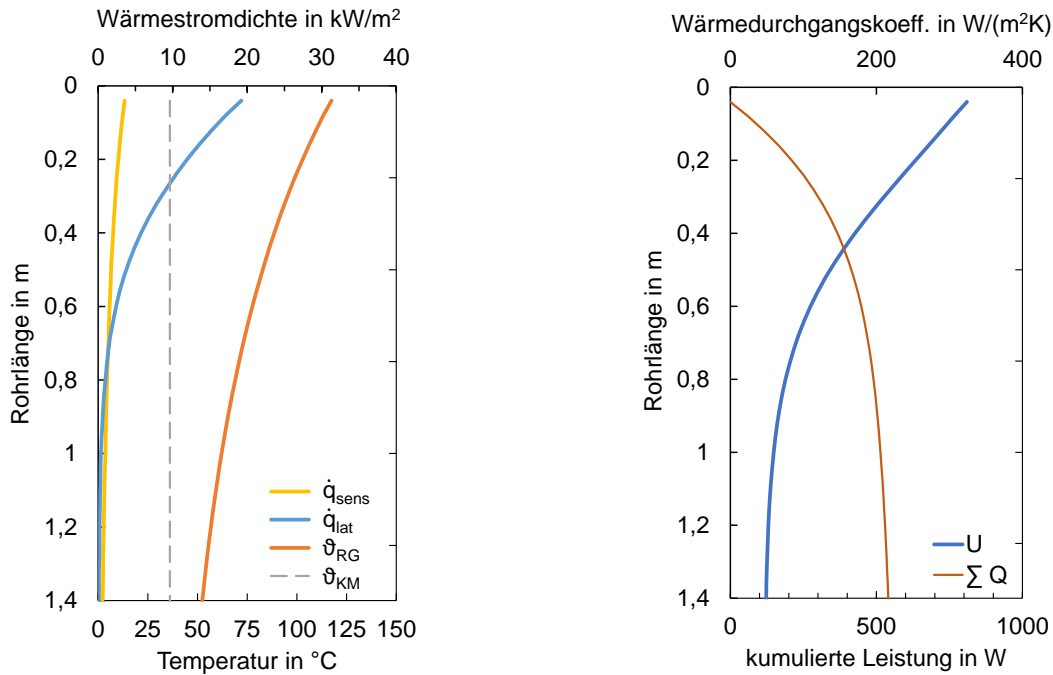
Gastemperatur	Massenstrom Dampf	Massenstrom Dampf/Luft	Taupunkttemperatur	Verdampfungs-temperatur intern
°C	kg/h	kg/h	°C	°C
117,4	11,7	130,9	52,3	36,07

Tabelle 15: Austrittszustand aus dem Verdampfer – Vergleich von Messung und Rechnung

Größe	Messung	Rechnung	Einheit
Temperatur	54	52,4	°C
Kondensatmenge	5,7	7,97	kg/h
Taupunkttemperatur	41,8	32,4	°C
Übertragene Leistung	6,9	8,1	kW
Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient	91	126	W/(m <sup>2</sup> K)

Für die fortfolgende Analyse wird der Verlauf der lokalen Größen entlang des Verdampferrohres diskutiert. Die Werte der Größen gehen aus der Modellrechnung hervor und sind in Abbildung 6.5 dargestellt. Der Gasstrom tritt bei der Rohrlänge 0 m in das Verdampferrohr ein und durchströmt es entlang seiner Länge von 1,4 m. Die Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen mit der Modellrechnung in Kapitel 4.3.3 sind auch in diesen Ergebnissen erkennbar. Die Kondensation des Wasserdampfes in der Gasströmung ist bereits nach 0,7 m größtenteils abgeschlossen. Wie Abbildung 6.5a zeigt, überwiegt anfangs der Anteil der latenten Wärmeübertragung mit der Wärmestromdichte  $\dot{q}_{latent}$  mit annähernd 20 kW/(m<sup>2</sup>K). Die sensible Wärmestromdichte  $\dot{q}_{sens}$  ist mit knapp 4 kW/(m<sup>2</sup>K) am Eintritt signifikant niedriger. Die Grädigkeit zwischen rohrseitiger Gasströmung und mantelseitiger Kältemittel-Verdampfung beträgt am Eintritt in den Verdampfer circa 81 K. Am Austritt nähert sich die Rauchgastemperatur bis auf 18 K der Verdampfungstemperatur des Kältemittels an.

Wie bereits die Analyse der Wärmeübertragung auf Seite der Rauchgaskondensation in Kapitel 4.3.1 und auf Seite der Kältemittelverdampfung in Kapitel 4.3.2 gezeigt hat, wird die Wärmeübertragung durch den Wärmeübergang auf Seite der Gasströmung limitiert. Abbildung 6.5b zeigt den Verlauf der Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten U und der kumulierten Leistung  $\Sigma Q$  entlang des Verdampferrohres. Der Wärmeübergangskoeffizienten auf Seite der Fallfilmverdampfung nimmt abhängig von der Berieselungsstärke vergleichsweise hohe Werte an, wie in Kapitel 4.3.2 erläutert. Bei einer Berieselungsdichte von 25 kg/(m·h) sind Werte von 6100 W/(m<sup>2</sup>K) zu erwarten. Für einen „trockenlaufenden“ Verdampferbetrieb, bei dem die Berieselungsdichte am Ende des Rohres minimal wird, nimmt der Wärmeübergangskoeffizient Werte gegen unendlich an. In der Modellrechnung wurde ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von 6550 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen. Der abschnittsweise gemittelte Wärmedurchgangskoeffizient U erreicht einen Maximalwert von 325 W/(m<sup>2</sup>K) am Eintritt in das Verdampferrohr. Mit nachlassendem Kondensationsprozess sinkt dieser auf 50 W/(m<sup>2</sup>K). Die kumulierte Leistung  $\Sigma Q$  des Einzelrohres beträgt 550 W.



(a) sensible  $\dot{q}_{\text{sens}}$  und latente  $\dot{q}_{\text{lat}}$  Wärmestromdichte, (b) Wärmedurchgangskoeffizient  $U$  und kumulierte Temperatur der Gasströmung  $\vartheta_{\text{G}}$  und des Kältemittels bei Leistung  $\Sigma Q$  der Verdampfungstemperatur  $\vartheta_{\text{KM}}$

Abbildung 6.5: Rechnerisch ermittelter Verlauf entlang des Verdampfer-Einzelrohres

Zur Erläuterung des Zusammenspiels von Wärmeentzug und Entfeuchtung des Rauchgasstroms werden die Zustandspunkte 1 bis 4 der Gasströmung in Abbildung 6.6 im Mollier-h,x-Diagramm dargestellt. Damit kann die Änderung der wesentlichen Größen, wie absoluter Wassergehalt, relative Feuchte, Taupunkttemperatur und Enthalpie nachvollzogen werden.

1 → 2: Luft wird bei Umgebungstemperatur (20  $^{\circ}\text{C}$ ) angesaugt und auf 140  $^{\circ}\text{C}$  erhitzt.

2 → 3: Der heißen Luft wird reiner Wasserdampf (100  $^{\circ}\text{C}$ ) beigemischt, abhängig von den Mengenverhältnissen ergibt sich die Temperatur des Gemischs von 117  $^{\circ}\text{C}$ .

3 → 4: Ergebnis des Experiments: Auskühlung der Gasströmung auf 52  $^{\circ}\text{C}$  und Kondensation des Wasserdampfes im Verdampfer. Die relative Feuchte beträgt 53 %.

3 → 4': Ergebnis der Modellrechnung: Auskühlung der Gasströmung auf 52,4  $^{\circ}\text{C}$  bei einer relativen Feuchte von 45 %

## 6. Experimentelle Ergebnisse der Absorptionswärmepumpe

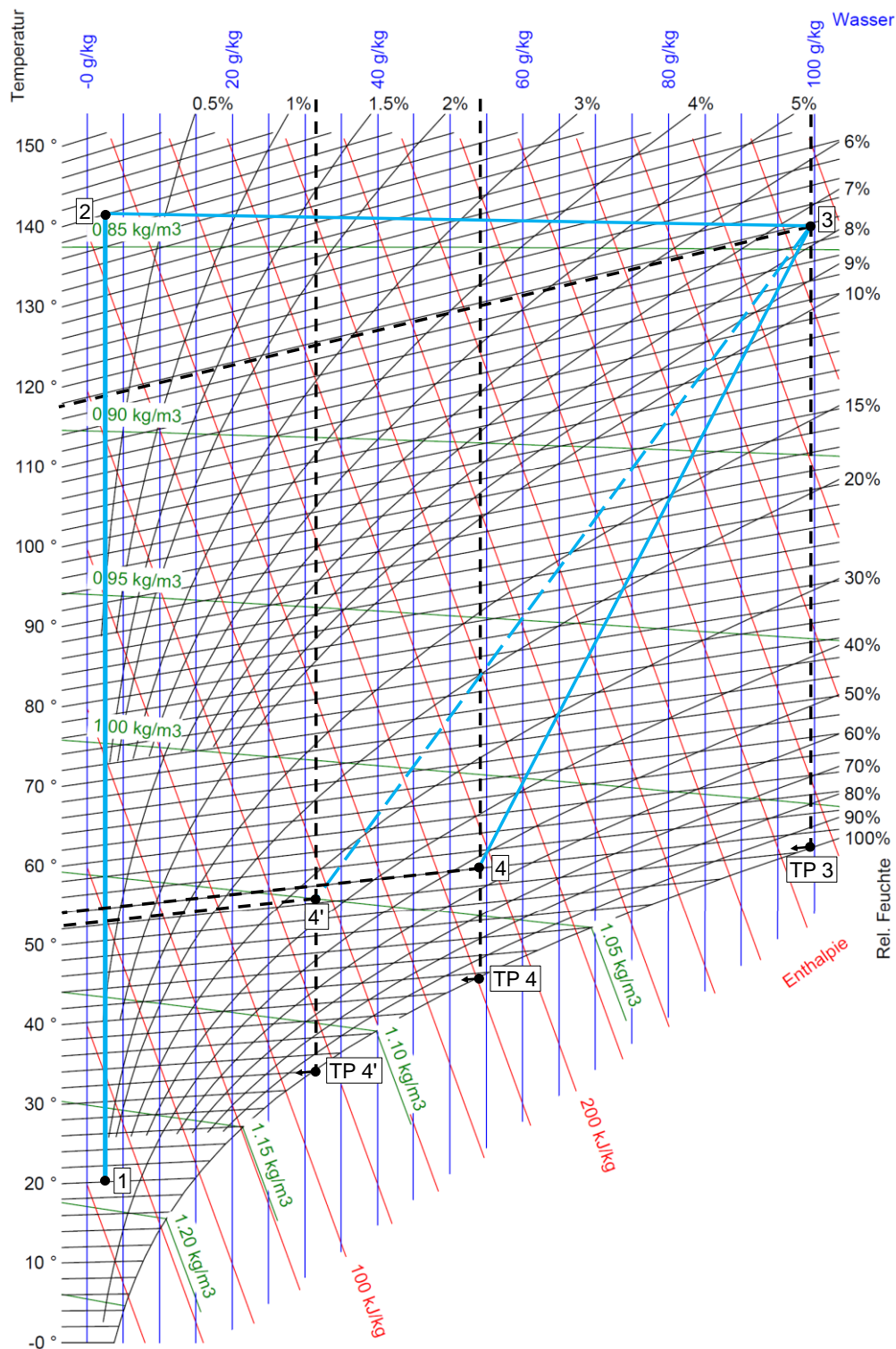


Abbildung 6.6: Zustandspunkte im Mollier-h,x-Diagramm aus [97]

In der Messung konnte durch die aufgefangene Menge an Kondensat eindeutig bestätigt werden, dass eine Kondensation des Wasserdampfes stattfindet. Die gemessene Temperatur der Gasströmung am Austritt liegt dennoch oberhalb der Taupunkttemperatur. Das deutet darauf hin, dass die Kondensation des Wasserdampfes an der im Vergleich zur Gasströmung deutlich kälteren Rohrwand auftritt.



Der herangezogene Betriebspunkt zeigt exemplarisch für alle erfassten Betriebspunkte, dass die Modellrechnung grundsätzlich eine höhere Kondensationsleistung und damit eine höhere gesamte übertragene Wärmeleistung liefert. Die hohe Übereinstimmung der Auskühlungstemperatur von Rechnung und Messung deutet darauf hin, dass der sensible Wärmeübergang hingegen durch das Modell zuverlässig abgebildet wird. Die in den Versuchen gehemmte Entfeuchtung des Gasstroms könnte auf eine ungenügende Durchmischung der Gasströmung in dem Verdampferrohr zurückzuführen sein.

Eine Verbesserung des Wärmeübergangs und ein höherer Wärmeertrag aus der Kondensation kann durch die Verwendung von Turbulenzerzeugern erreicht werden. Durch Einbauten in Form von Drahtgeflechten, spiralförmigen Einsätzen oder anderer Strukturen, erfolgt eine intensivere Durchmischung der Kernströmung und der wandnahen Strömung und damit eine Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass durch Einsatz der Turbulenzerzeuger immer auch höhere Druckverluste auftreten.

[98][99]

### Absorber

Der Absorber wurde in den überwiegend durchgeführten Versuchsreihen zur Charakterisierung des Thermosiphon-Austreibers als reine Mischkammer eingesetzt. Wurde der Verdampfer umgangen, trat das vom Kondensator kommende flüssige Kältemittel zusammen mit der armen LiBr-Lösung in die Aufgabewanne des Absorbers ein. Dadurch wurde nur ein sehr geringer Anteil an Kältemitteldampf, der bei der isenthalpen Entspannung des aus dem Kondensator stammenden Kältemittels entsteht, von der LiBr-Lösung absorbiert und der Großteil flüssig beigemischt. Im Mittel wurde während der Versuchsreihen am unteren Ende des Absorber-Wärmeübertragers eine Grädigkeit von 0,8 K zwischen austretender reicher LiBr-Lösung und eintretendem Kühlwasser erreicht. Die Benetzung des Rohrbündels konnte durch die Frontscheibe beurteilt werden. Eine vollständige Benetzung konnte nur bei besonders hohen Volumenströmen  $\geq 175$  L/h erzielt werden. Eine Anpassung der Absorberkonstruktion auf die ermittelte durchschnittliche Förderleistung des Thermosiphon-Austreibers bietet das Potenzial die gesamte Anlageneffizienz deutlich zu verbessern. Durch Reduktion der Absorberhöhe könnte eine höhere Zulaufhöhe im Austreiber zur Verfügung gestellt werden, die zu einer höheren Förderleistung im Austreiber beitragen würde. Bei gleicher Wärmeübertragerfläche müsste dann die Länge der Rohre oder die Anzahl der Rohrspalten vergrößert werden, wodurch wiederum eine niedrigere Berieselungsstärke und entsprechend schlechtere Benetzung zustande käme. Die Optimierung der Absorbergeometrie müsste also eine Verlängerung der Lauflänge des Fallfilms bei gleichzeitiger Verringerung der Bauhöhe zum Ziel haben. Gegebenenfalls wäre der Einsatz eines Absorbers in kompakter Plattenwärmeübertrager-Bauweise wie beispielsweise in

Arbeiten von Estiot et al. [100] und Richter et al. [101] untersucht wurde, für diese AWP besonders vorteilhaft.

### Lösungswärmeübertrager

Über den Lösungswärmeübertrager kann die Enthalpiebilanz der armen Lösung, die vom Austreiber zum Absorber strömt (Glg. (6.4)) und der reichen Lösung, die vom Absorber zum Austreiber strömt (Glg. (6.5)), aufgestellt werden:

$$Q_{LW\ddot{U},arm} = \dot{M}_{LiBr,a} \cdot h_{LiBr,a}(T_{i,4,aus}, X_a) - \dot{M}_{LiBr,a} \cdot h_{LiBr,a}(T_{i,3,ein}, X_a) \quad (6.4)$$

$$Q_{LW\ddot{U},reich} = \dot{M}_{LiBr,r} \cdot h_{LiBr,r}(T_{i,4,ein}, X_r) - \dot{M}_{LiBr,r} \cdot h_{LiBr,r}(T_{i,3,aus}, X_r) \quad (6.5)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $U_{LW\ddot{U}}$  ergibt sich aus:

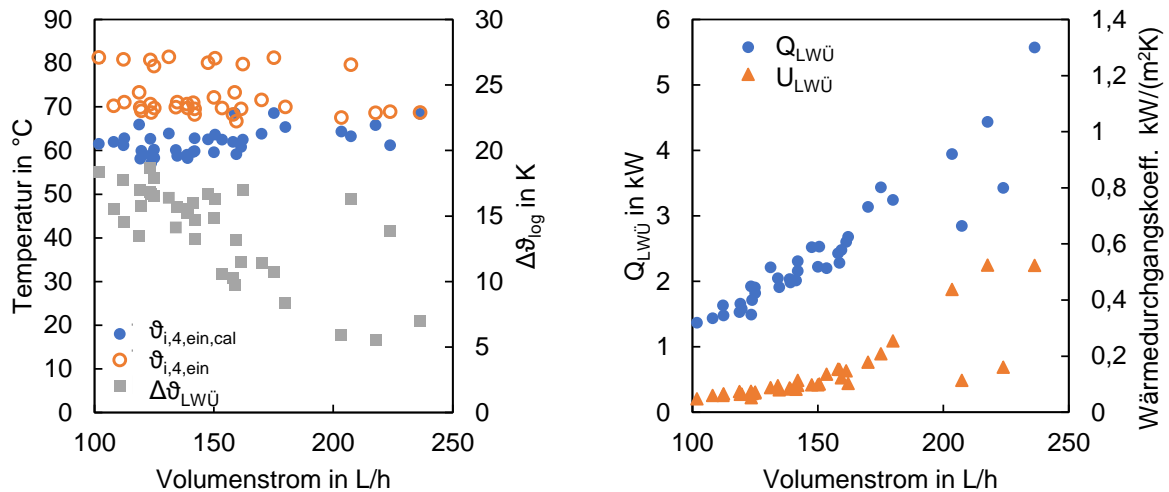
$$Q_{LW\ddot{U}} = U_{LW\ddot{U}} \cdot A_{LW\ddot{U}} \cdot \Delta\vartheta_{log} \quad (6.6)$$

Darin wird die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{log}$  gebildet aus Eintritts- und Austrittstemperaturen der armen und reichen Lösung:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{(\vartheta_{i,4,aus} - \vartheta_{i,4,ein}) - (\vartheta_{i,3,ein} - \vartheta_{i,3,aus})}{\ln \frac{(\vartheta_{i,4,aus} - \vartheta_{i,4,ein})}{(\vartheta_{i,3,ein} - \vartheta_{i,3,aus})}} \quad (6.7)$$

Der Temperaturfühler zur Messung der Eintrittstemperatur in den Austreiber  $\vartheta_{i,4,ein}$  befindet sich unterhalb der Siederohre im Boden des Austreibers. Die gemessene Temperatur kann deswegen durch Wärmeeintrag aus dem Heizwasser eine gegenüber der tatsächlichen Austrittstemperatur aus dem Lösungswärmeübertrager erhöhte Temperatur aufweisen. Da die Berechnung der Leistung nach Glg. (6.5) mit der gemessenen Temperatur  $\vartheta_{i,4,ein}$  in Werten resultiert, die durchschnittlich 1,7-mal höher sind als die berechnete Leistung nach Glg. (6.4), wird die Eintrittstemperatur in den Austreiber über Glg. (6.4) und Glg. (6.5) rechnerisch ermittelt und für die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_{LW\ddot{U}}$  verwendet. Für die Analyse der Wärmeübertragung wurde in Abbildung 6.7 eine Auftragung über den Lösungsvolumenstrom gewählt. Abbildung 6.7a zeigt, die Temperaturmesswerte  $\vartheta_{i,4,ein}$  der reichen Lösung am Eintritt in den Austreiber liegen etwa 10 K, teilweise sogar bis zu 20 K über der berechneten Temperatur  $\vartheta_{i,4,ein,cal}$ . Die aufgetragene logarithmische Temperaturdifferenz wurde mit  $\vartheta_{i,4,ein,cal}$  berechnet und beträgt 5 bis 18 K. Für Messpunkte, die höhere Volumenströme aufweisen, zeigt sich eine Tendenz zur Abnahme der logarithmischen Temperaturdifferenz. Eine Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_{LW\ddot{U}}$  und der übertragenen Wärmeleistung  $Q_{LW\ddot{U}}$  von dem Volumenstrom ist ebenso in Abbildung 6.7b erkennbar. Die übertragene Wärmeleistung lag überwiegend im Bereich von 2 kW und der ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient bei vergleichsweise niedrigen Werten von etwa

0,1 kW/(m<sup>2</sup>K). Dies kann mit der Auslegung des Lösungswärmeübertragers begründet werden, der im Hinblick auf niedrige Druckverluste ausgewählt wurde wodurch sehr geringe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Durch eine Verbesserung des Wärmeübergangs infolge höherer Volumenströme wurden maximale Werte einer übertragenen Wärmeleistung von 5,5 kW und ein Wärmedurchgangskoeffizienten von 0,5 kW/(m<sup>2</sup>K) erreicht.



(a) Berechnete ( $\vartheta_{i,4,ein,cal}$ ) und gemessene ( $\vartheta_{i,4,ein}$ ) Eintrittstemperatur in den Austreiber, logarithmische Temperaturdifferenz des LWÜ  $\Delta\vartheta_{LWÜ}$  mit  $\vartheta_{i,4,ein,cal}$ .

Größe	Unsicherheit
$\vartheta_{i,4,ein}$	$\leq \pm 0,07$ K
$\vartheta_{i,4,ein,cal}$	$\leq \pm 0,44$ K
$\Delta\vartheta_{LWÜ}$	$\leq \pm 0,21$ K

(b) Übertragene Wärmeleistung im LWÜ  $Q_{LWÜ}$  nach Glg. (6.4) und Wärmedurchgangskoeffizient  $U_{LWÜ}$ .

Größe	Unsicherheit
$U_{LWÜ}$	$\leq \pm 5$ %
$Q_{LWÜ}$	$\leq \pm 3$ %

Abbildung 6.7: Analyse des Lösungswärmeübertragers in Auftragung über dem Volumenstrom der LiBr-Lösung

### 6.3. Thermosiphon-Austreiber

Das Betriebsverhalten des Thermosiphon-Austreibers wurde bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht mit Fokus auf Leistungsumsatz und Förderwirkung, die großen Einfluss auf die Effizienz des Wärmepumpenkreislaufs ausüben. Die Analyse des Betriebsverhaltens erfolgt über die Messung der Eintritts- und Austrittsgrößen am Thermosiphon-Austreiber. Die daraus ableitbaren Ergebnisse sind demzufolge über den gesamten Austreiber gemittelte Werte. Ein Vergleich mit dem Berechnungsmodell ermöglicht eine Einschätzung, wie präzise das Betriebsverhalten vorhergesagt werden kann. Es liefert zudem höhenaufgelöste Werte, die zu einem besseren Verständnis der lokalen Prozessabläufe entlang der senkrechten Siederohre führen.

#### 6.3.1. Generelle Analyse des Betriebsverhalten

Die Konzentration der kältemittelarmen LiBr-Lösung am Austreiberaustritt,  $X_a=f(T,P)$ , wird aus der gemessenen Lösungstemperatur und dem Druck ermittelt. Dabei wird angenommen, dass

der Siedevorgang im Gleichgewichtszustand und dementsprechend ohne Überhitzung der Sorptionslösung endet. Die Bilanzierung des Kondensators erfolgt über das Kühlwasser und den Kondensationsvorgang. Aus der Kondensatorleistung wird der Massenstrom an Kältemitteldampf ermittelt, der im Austreiber generiert und im Kondensator kondensiert wird. Zusammen mit der Volumenstrommessung der reichen Lösung wird über die Austrittskonzentration und die Menge an ausgetriebenem Kältemitteldampf die Konzentration der reichen LiBr-Lösung ermittelt. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Heizwasser und der Sättigungstemperatur der LiBr-Lösung am Eintritt in den Austreiber wird als aussagekräftige Größe für den Antrieb des Desorptionsprozess herangezogen. Vor allem bei hohen treibenden Temperaturdifferenzen ist eine starke Änderung der lokalen Wärmestromdichte entlang der Siederohre zu erwarten, sodass die mittlere Wärmestromdichte für eine Aussage über die treibende Kraft weniger geeignet ist.

Über die Versuchsreihen hinweg lag die Grädigkeit bei Austritt aus dem Austreiber nahezu unabhängig von der Lösungskonzentration und der treibenden Temperaturdifferenz am Eintritt bei etwa 2,5 bis 3,5 K. Abbildung 6.8 zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Heizwasser ( $\vartheta_{HW}$ ) und der lokalen Gleichgewichtstemperatur der Sorptionslösung im internen Lösungskreislauf ( $\vartheta_{Des}$ ) am Eintritt und Austritt des Austreibers für verschiedene Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 46 Gew.%. Eine geringe treibende Temperaturdifferenz am Eintritt kann auf eine längere Vorwärmstrecke bis zum Erreichen des Siedebeginns hinweisen. Tritt der Siedebeginn verzögert auf, wird eine weniger starke Annäherung an die Heizwassertemperatur erreicht und am Austritt herrscht eine höhere Temperaturdifferenz. Aus der nahezu konstanten Grädigkeit lässt sich eine Abhängigkeit der erzielbaren Auskühlung des Heizwassers von den internen Prozessparametern ableiten. Der Zusammenhang zwischen Heizwasseraustrittstemperatur, oberem Druckniveau und Lösungskonzentration der armen Lösung ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Entsprechend der Isosteren im Dühring-Diagramm gilt, bei gleicher Konzentration ergibt sich mit steigendem Druckniveau ein Anstieg der Heizwasseraustrittstemperatur. Je höher die Austrittskonzentration desto höher die Siedetemperatur der LiBr-Lösung und damit die Heizwasseraustrittstemperatur, entsprechend dem identifizierten Zusammenhang aus Abbildung 6.8.

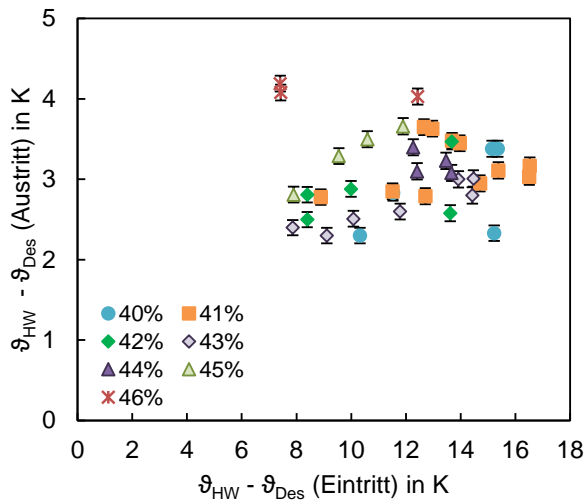


Abbildung 6.8: Grädigkeit bei Austritt aus dem Austreiber über treibender Temperaturdifferenz bei Eintritt, abhängig von der Lösungskonzentration (reiche LiBr-Lösung)

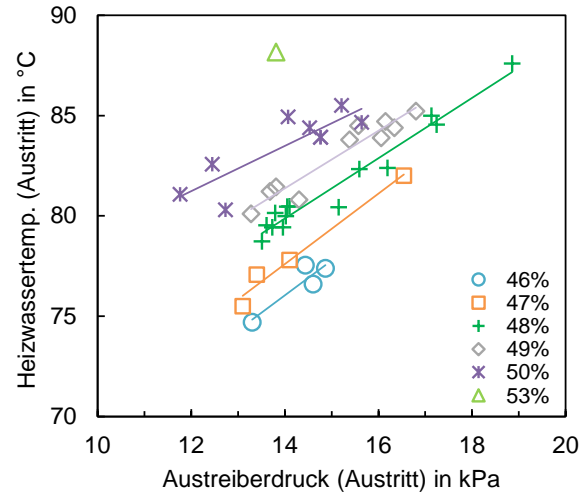


Abbildung 6.9: Zusammenhang von Druck (Austreiberaustritt), Lösungskonzentration (arme Lösung) und Heizwasseraustrittstemperatur ( $\vartheta_{HW}$ )

In den nachfolgenden Diagrammen werden Betriebspunkte gleicher Wärmeleistung und folglich etwa gleicher Dampfproduktion betrachtet und der Einfluss der Parameter treibende Temperaturdifferenz, Kühlwassertemperatur und Druckniveau auf die Förderwirkung (Volumenstrom) und die Ausgasungsbreite diskutiert. Abbildung 6.10 zeigt, dass eine Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenz am Eintritt eine Verringerung des Volumenstroms bewirkt. Der absolute Dampfmassenstrom ist bei den abgebildeten Betriebspunkten als nahezu gleich anzunehmen. Dies wird durch den in Abbildung 6.11 dargestellten reziproken Zusammenhang von Volumenstrom und Ausgasungsbreite (Konzentrationsänderung im Austreiber) bestätigt. Die größere Konzentrationsänderung kennzeichnet hier eine stärkere Austreibung von Kältemittel und damit einen höheren massebezogenen Dampfgehalt der Zweiphasenströmung. In Verbindung mit Abbildung 6.10 kommt man zu der Schlussfolgerung, dass bei höherer treibender Temperaturdifferenz eine geringere Vorwärmstrecke auftritt und somit annähernd über die gesamte Rohrlänge Dampf generiert wird. Dadurch sind höhere Druckverluste der Zweiphasen-Strömung zu erwarten, die den Transport eines größeren Volumenstroms hemmen. Dies hat bei gleichem Dampfumsatz eine größere Ausgasungsbreite zur Folge.

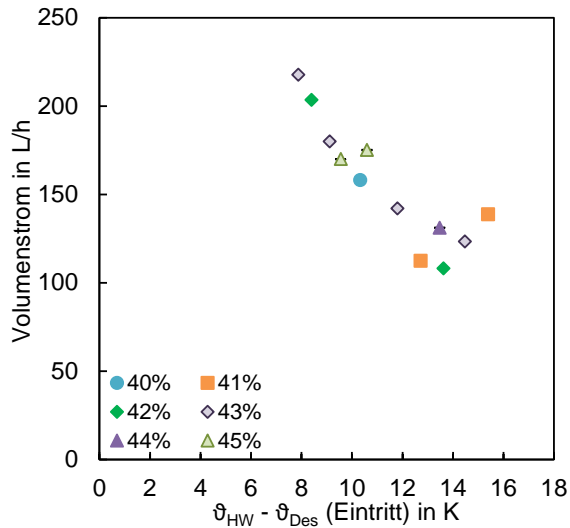


Abbildung 6.10: Volumenstrom in Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.%

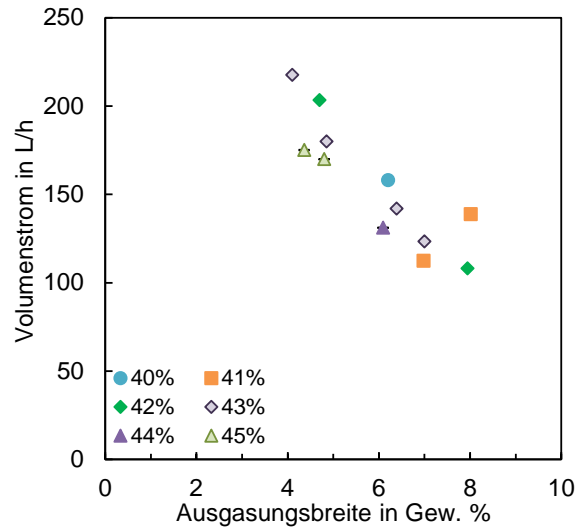


Abbildung 6.11: Volumenstrom aufgetragen über der Ausgasungsbreite bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.%

Eine Absenkung der Kühlwassereintrittstemperatur führt zu einem niedrigeren Druckniveau im Austreiber. Dies wirkt sich vorteilhaft auf die Förderung des Volumenstroms aus (Abbildung 6.12). Damit ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen gefördertem Volumenstrom und dem im Kopf des Austreibers herrschenden Druck, wie Abbildung 6.13 zeigt.

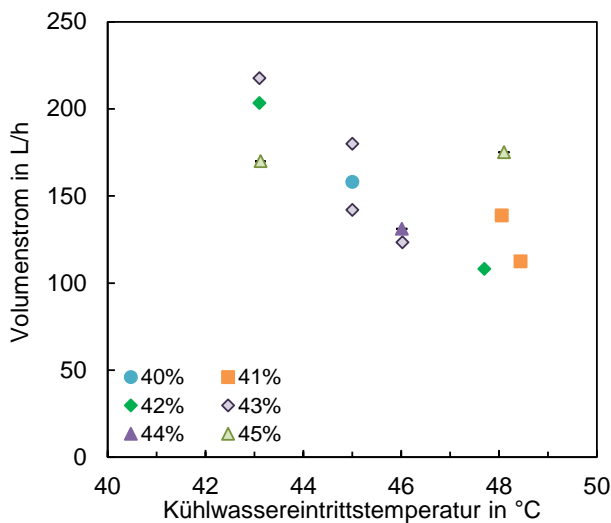


Abbildung 6.12: Volumenstrom in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.%

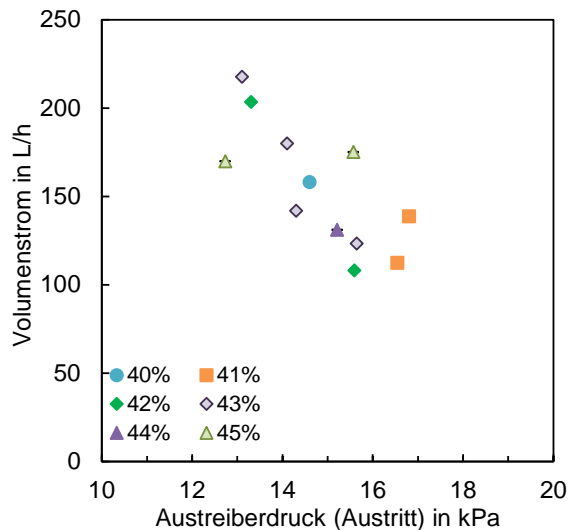


Abbildung 6.13: Volumenstrom in Abhängigkeit des Austreiberdrucks (Austritt) bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.%

### 6.3.2. Vergleich mit Berechnungsmodell

In diesem Abschnitt werden weitere Betriebsmerkmale beschrieben und mit den Ergebnissen der Modellrechnung verglichen. Dazu werden alle untersuchten Betriebspunkte herangezogen. Um zu ermitteln, wie treffend das Berechnungsmodell die Vorgänge im Siederohr beschreibt, werden die im realen Betrieb gemessenen Eintrittsgrößen der einzelnen Betriebspunkte als Eingangsgrößen für die Modellrechnung verwendet. Dies sind konkret:

- Heizwasser: Eintrittstemperatur, Volumenstrom
- LiBr-Lösung: Eintrittsdruck, Lösungskonzentration (reich), Absorberdruck
- Kühlwasser: Eintrittstemperatur, Volumenstrom
- Wärmeübergangskoeffizienten: Kondensator und Lösungswärmeübertrager, jeweils ermittelt aus den zugehörigen Betriebstemperaturen und der umgesetzten Leistung.

Während des Versuchsbetriebs wurde der Verdampfer überwiegend umgangen, so dass die Wärmeübertragung in Verdampfer und Absorber für diese Auswertung nicht im Modell abgebildet wurden. Ausgehend vom gemessenen Absorberdruck und der Lösungskonzentration wird die Gleichgewichtstemperatur der LiBr-Lösung als Austrittstemperatur aus dem Absorber festgelegt. Über den Wärmeübergang im Lösungswärmeübertrager und die Temperatur der heißen, kältemittelarmen LiBr-Lösung wird die Eintrittstemperatur der LiBr-Lösung in den Austreiber bestimmt. Wie in Abschnitt 6.2 beschrieben, wird diese Berechnung dem zugehörigen Messwert vorgezogen, da der gemessene Wert durch die Position des Fühlers mit Unsicherheiten behaftet ist. Dieser Temperaturfühler befindet sich im Austreibersumpf und nicht direkt am Austritt des Lösungswärmeübertragers.

Die Betriebspunkte werden über der Temperaturdifferenz zwischen Heizwasser und Gleichgewichtstemperatur der Lösung am Eintritt aufgetragen. Generell ist bei einer hohen treibenden Temperaturdifferenz eine starke Dampfstehung bei Erreichen der Siedetemperatur zu erwarten. Tritt die Lösung nahe der Siedetemperatur ein, ist ein kürzerer Abschnitt des Siederohrs für die Erwärmung der LiBr-Lösung von der Eintrittstemperatur bis zum Erreichen der Siedetemperatur erforderlich. In den Abbildungen sind die experimentellen Werte als gefüllte Markierungspunkte und die berechneten Werte als ungefüllte Markierungspunkte dargestellt.

Für den Druck im Dampfraum über den senkrechten Austreiberrohren wird eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung gefunden (Abbildung 6.14) mit mittleren Abweichungen vom Messwert von 2%. Bei der Eintrittstemperatur der LiBr-Lösung in den Austreiber, treten zwischen dem Messwert im Experiment und der Rechnung Abweichungen von -6,7 K bis +4,7 K auf, wie an Abbildung 6.15 abzulesen ist. Wie Abbildung 6.16 zeigt, wurde in den Experimenten ein höherer Volumenstrom gefördert als das Modell vorhersagt.

Die Abweichungen betragen im Mittel 22 %, mit einer maximalen Abweichung von bis zu 36 %. Übereinstimmend zeigt sich die Tendenz, dass der Volumenstrom in Richtung kleinerer Temperaturdifferenzen zunimmt. Die Vorhersage niedrigerer Volumenströme durch das Modell geht einher mit höheren Austreiberleistungen, wie der Vergleich der berechneten und der aus den Messungen resultierenden Leistungen in Abbildung 6.17 ausweist. Die mittlere Abweichung beträgt 15 %, die maximale Abweichung bis zu 64 %.

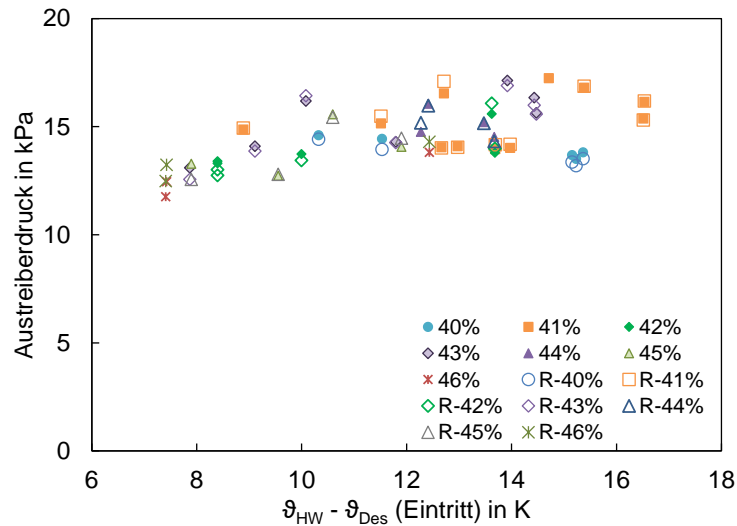


Abbildung 6.14: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (R-, ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für den Austreiberdruck (oberes Ende) über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew. %

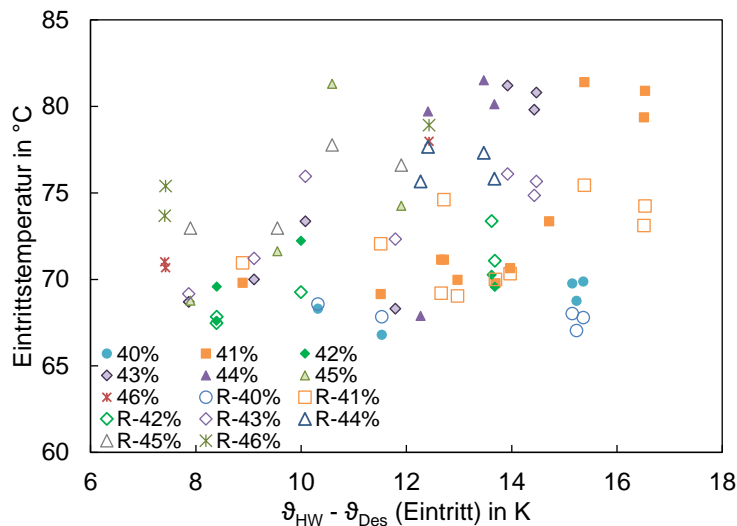


Abbildung 6.15: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für die Eintrittstemperatur der Lösung in den Austreiber über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew. %



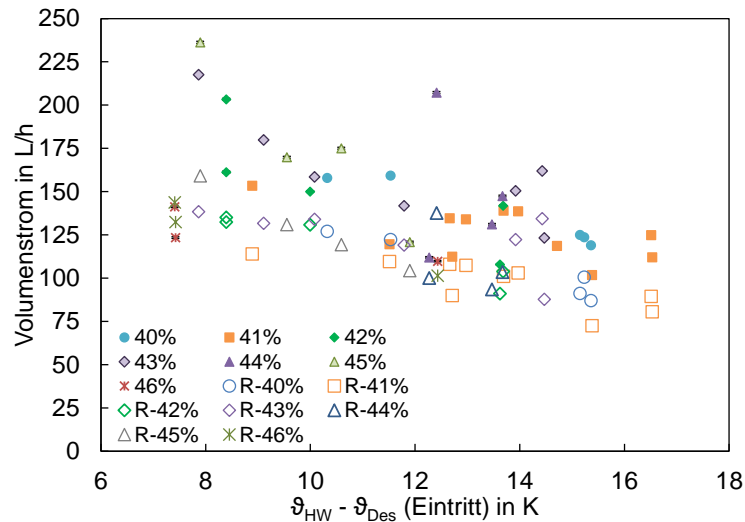


Abbildung 6.16: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für den Fördervolumenstrom über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für verschiedene Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.%

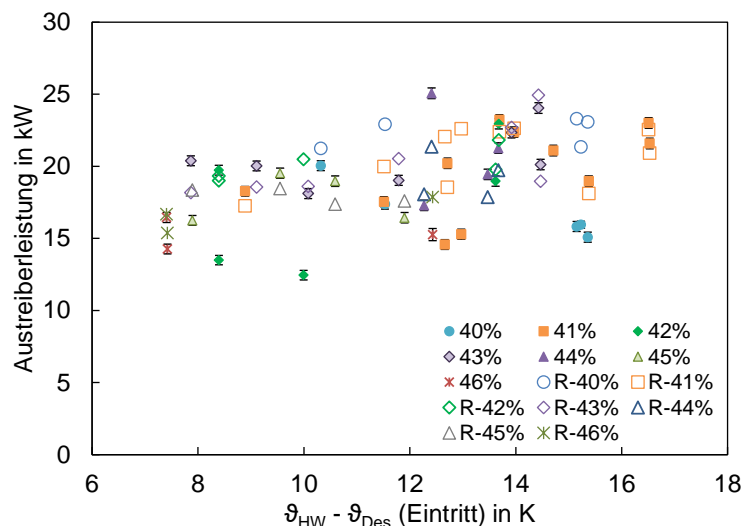


Abbildung 6.17: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für die Austreiberleistung über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für verschiedene Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.%

Die anhand der vorangehenden Abbildungen diskutierten Ergebniswerte beschreiben die globale Wirkung des Thermosiphon-Austreibers, basierend auf den Ein- und Austrittszuständen der Sorptionslösung und des antreibenden Heißwassers. Im Folgenden werden die Betriebsabläufe örtlich aufgelöst untersucht. Dazu liefert das Rechenmodell eine höhenaufgelöste Darstellung des Verlaufs der unterschiedlichen Prozessgrößen entlang des Siederohrs. Bei der Versuchsanlage kann durch Messung des Heizwasservolumenstroms und der Heizwassertemperatur am Eintritt- und Austritt in den Austreiber sowie an zehn gleichmäßig über die Austreiberhöhe verteilten Messstellen, abschnittsweise die

Wärmestromdichte berechnet werden. Es werden zwei Betriebspunkte unterschiedlicher Konzentrationen der Sorptionslösung verglichen, bei denen Messung und Rechnung eine gute Übereinstimmung zeigen und somit eine verlässliche Aussage über die lokal herrschenden Bedingungen im Verlauf der Siederohre liefern. Bei diesen Betriebspunkten zeigen außerdem die für die Modellrechnung rechnerisch ermittelte Eintrittstemperatur der LiBr-Lösung und die gemessene Temperatur der LiBr-Lösung am Eintritt in den Austreiber eine gute Übereinstimmung. Für die Auswertung der Messung wird aus diesem Grund der Temperaturmesswert herangezogen. Betriebspunkt 1 (BP1) hat eine Konzentration von 40,2 Gew.% und Betriebspunkt 2 (BP2) eine Konzentration von 46,5 Gew.% der reichen LiBr-Lösung.

Es wird zunächst BP1 mit den Ergebniswerten aus Messung und Rechnung in Tabelle 16 betrachtet. Abbildung 6.18 zeigt den Verlauf entlang des Siederohrs vom Eintritt der Lösung bei 0 m bis zum Austritt bei 1,25 m. Die aus der Temperaturmessung ermittelte Wärmestromdichte  $\dot{q}_m$  erreicht im zweiten Segment einen Maximalwert und nimmt anschließend stetig ab. Die Wärmestromdichte aus der Modellrechnung  $\dot{q}$  zeigt einen ähnlichen Verlauf und auch die Absolutwerte sind in guter Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Der Maximalwert tritt hier allerdings erst im dritten Segment auf. Aus der mit Hilfe der Modellrechnung ermittelten Temperatur der Sorptionslösung  $\vartheta_{\text{LiBr}}$  kann auf die Länge der Vorwärmstrecke geschlossen werden. Das Ergebnis der Modellrechnung ergibt eine Länge der Vorwärmstrecke von 6,3 cm. Hier ist der Start des Siedevorgangs an dem Knick im Verlauf der Lösungstemperatur  $\vartheta_{\text{LiBr}}$  erkennbar. Ab dieser Position wirkt neben der Druckänderung auch die Konzentrationsänderung auf die Siedetemperatur. Auf Grundlage der Messergebnisse liegt das Maximum der Wärmestromdichte im zweiten Rohrsegment, also bei einer Siederohrhöhe von etwa 13 cm. Dies legt den Schluss nahe, dass an dieser Position die Vorwärmung bereits abgeschlossen ist und Kältemitteldampf aus der Lösung ausgetrieben wird.

In der Modellrechnung tritt das Maximum der Wärmestromdichte erst bei einer Siederohrhöhe von 0,25 m auf, obwohl die Vorwärmung bereits nach 6,3 cm abgeschlossen ist und es zur Dampfentstehung kommt. Das Maximum der Wärmestromdichte kennzeichnet den Bereich in dem der Siedevorgang am intensivsten erfolgt. Dies deutet darauf hin, dass bei den experimentellen Ergebnissen dies direkt nach Erreichen der Siedetemperatur der Lösung auftritt. Im Berechnungsmodell hingegen wird dieser Bereich erst verzögert, deutlich nach dem Siedebeginn erreicht.

Die Ergebnisse aus der Modellrechnung für die über die Segmente gemittelte logarithmische Temperaturdifferenz, den Wärmeübergangskoeffizient und den Wärmedurchgangskoeffizient (für  $\alpha_{\text{HW}} = 4 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ ) sind in Abbildung 6.18b dargestellt. Die Berechnung des

Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  ergibt sich aus der Überlagerung der Anteile von konvektivem Sieden und Blasensieden gemäß Glg. (4.64) in Kapitel 4.4.5. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird über die bekannte Gleichung berechnet, die den Wärmeübergangskoeffizient auf Seite der strömenden LiBr-Lösung  $\alpha_i$ , den Wärmeübergangskoeffizienten des Heizwassers  $\alpha_{HW}$  und die Wärmeleitung durch die Rohrwand der Stärke  $s$  mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  berücksichtigt.

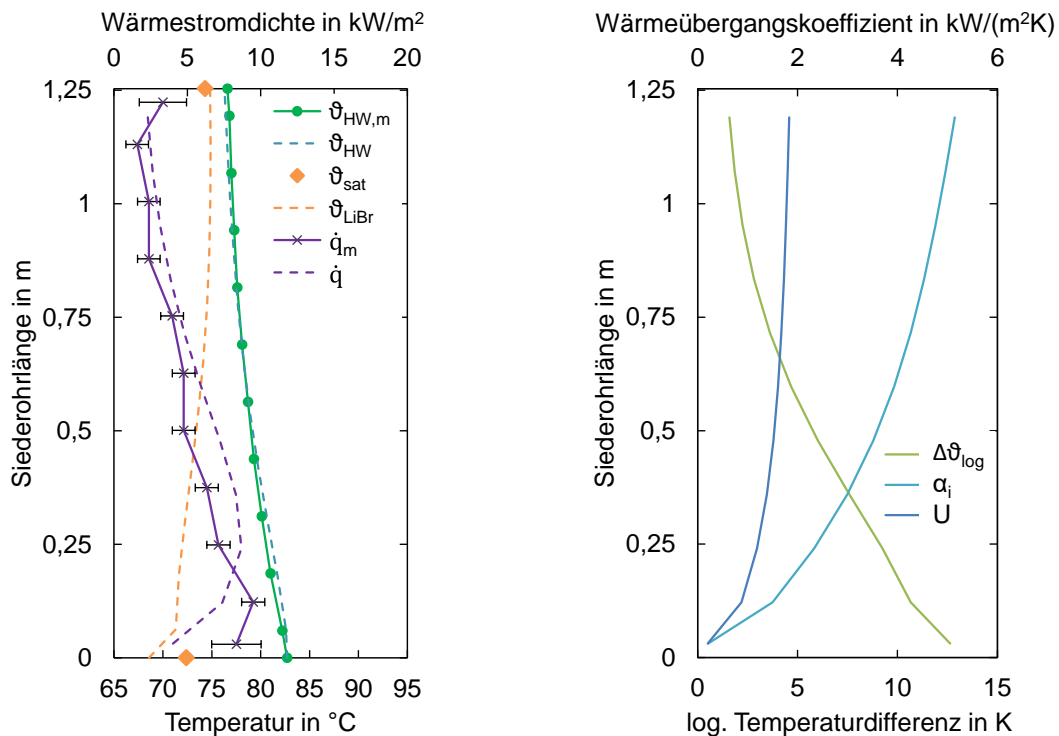
$$\frac{1}{UA_a} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{s}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_{HW} A_a} \quad (6.8)$$

Da hier der Wärmedurchgang durch ein Rohr betrachtet wird, werden die äußere Mantelfläche  $A_a$  die logarithmisch gemittelte Fläche  $A_m$  und die innere Mantelfläche  $A_i$  berücksichtigt.

In der Vorwärmstrecke ist der Wärmeübergang limitiert durch den geringen Wärmeübergang der einphasigen Strömung der LiBr-Lösung. Mit Beginn des Desorptionsprozesses und zunehmendem Dampfanteil der Strömung nimmt der Wärmeübergang deutlich zu und es werden  $\alpha$ -Werte bis 5,1 kW/(m<sup>2</sup>K) erreicht. Der resultierende Wärmedurchgangskoeffizient beträgt 1,8 kW/(m<sup>2</sup>K).

Tabelle 16: Ergebniswerte für Betriebspunkt 1 ( $X_r=40$  Gew.%) – Vergleich zwischen Messung und Modellrechnung

<b>BP1</b>	$\dot{V}$ <b>L/h</b>	$\dot{Q}$ <b>kW</b>	$\vartheta_{\text{LiBr,ein}}$ <b>°C</b>	$\Delta P_{\text{Austreiber}}$ <b>kPa</b>	$\Delta X$ <b>Gew.%</b>
Messung	158	20,0	68,3	4,1	6,2
Rechnung	127	21,2	68,6	4,3	6,7



(a) Messwerte: Heizwasser  $\vartheta_{HW,m}$ , Sättigungstemperatur der Lösung  $\vartheta_{sat}$ , Wärmestromdichte  $\dot{q}_m$  und Ergebnisse der Modellrechnung: Lösungstemperatur  $\vartheta_{LiBr}$ , Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und Heizwassertemp.  $\vartheta_{HW}$

(b) Werte aus der Modellrechnung: Logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{log}$ , Wärmedurchgangskoeff.  $U$  und rohrseitiger Wärmeübergangskoeff.  $\alpha_i$

Abbildung 6.18: BP1 mit Eintrittsdruck 18,7 kPa, reiche Lösung 40,2 Gew.%, Darstellung des Verlaufs entlang der Siederohrlänge.

Die bei den Experimenten ermittelte logarithmische Temperaturdifferenz wird durch die Temperaturmessungen des Heizwassers am Eintritt und Austritt aus dem Austreiber und die Temperaturmessung der LiBr-Lösung am Eintritt und Austritt bestimmt. Für den Vergleich mit der Modellrechnung sind deswegen die Werte in der nachfolgenden Tabelle 17 angegeben, für deren Berechnung ebenfalls diese vier Temperaturen verwendet werden. Der aufgeführte Wert der logarithmischen Temperaturdifferenz aus der Modellrechnung wird demnach aus der Heizwassertemperatur am Eintritt und Austritt und dem berechneten Wert für die Temperatur der LiBr-Lösung am Eintritt und Austritt bestimmt. Der bei der Messung ermittelte höhere Wert für die logarithmische Temperaturdifferenz führt zu geringeren Mittelwerten des U- und  $\alpha$ -Wertes.

Tabelle 17: Ergebniswerte BP1 aus Messung und Rechnung für logarithmische Temperaturdifferenz, Wärmeübergangskoeffizient und Wärmedurchgangskoeffizient gemittelt über den Austreiber

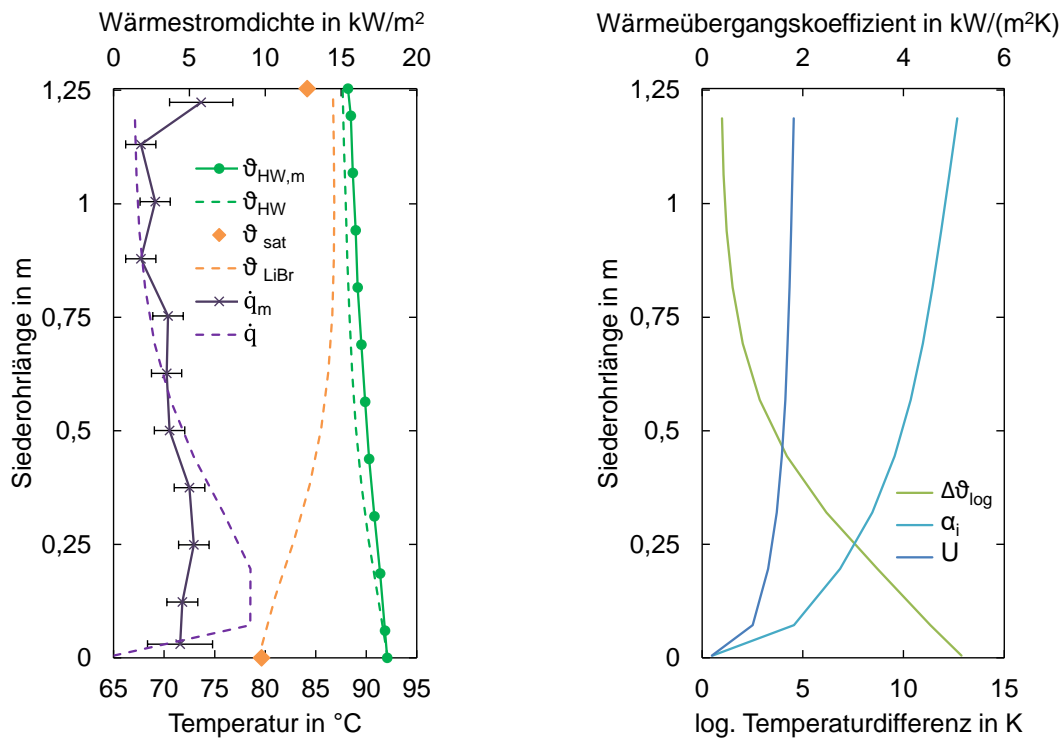
BP1	$\vartheta_{log}$ K	$\alpha_{LiBr}$ kW/(m <sup>2</sup> K)	U kW/(m <sup>2</sup> K)
Messung	6,6	1,2	0,74
Rechnung	5,6	1,6	0,92

Die Situation und das globale Ergebnis aus Experiment und Modellrechnung für den Betriebspunkt 2 bei höherer Lösungskonzentration ist in Tabelle 18 dargestellt.

Tabelle 18: Ergebniswerte des Betriebspunkt 2  $X_r=46,5\%$  im Vergleich zwischen Messung und Rechnung

<b>BP2</b>	$\dot{V}$ L/h	$\dot{Q}$ kW	$\vartheta_{\text{LiBr,ein}}$ °C	$\Delta P_{\text{Austreiber}}$ kPa	$\Delta X$ Gew.%
Messung	110	15,3	78,0	4,5	6,4
Rechnung	102	17,9	78,9	4,0	7,2

Für den Betriebspunkt bei höherer Lösungseintrittskonzentration stellt sich der Verlauf entlang des Siederohres nach Abbildung 6.19 dar. Insgesamt zeigt sich wieder eine gute Übereinstimmung der Modellwerte für die übertragene Wärmeleistung im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen. Allein im Abschnitt des intensiven Siedens im direkten Anschluss an die Vorwärmstrecke gibt es wieder deutliche Abweichungen der Wärmestromdichte zwischen Messung und Rechnung. Während bei der Messung kein ausgeprägtes Maximum in der Wärmestromdichte  $\dot{q}_m$  erkennbar ist, werden in dem Berechnungsmodell nach kurzer Vorwärmstrecke (1 cm), durch Wirkung des beginnenden Desorptionsprozesses, Wärmestromdichten  $\dot{q}$  von  $9 \text{ kW/m}^2$  erreicht, während die experimentellen Werte nicht über  $6 \text{ kW/m}^2$  hinausgehen. Im Vergleich zu BP1 ist der Siedevorgang bei höheren Konzentrationen im Experiment deutlich gemäßiger, trotz hoher treibender Temperaturdifferenz. Es wird weniger Kältemittel ausgetrieben und es kommt zu einer weniger starken Annäherung zwischen Lösungstemperatur und Heizwassertemperatur als die Rechnung vorhersagt. Gemäß Modell nimmt wiederum mit Beginn des Desorptionsprozesses und zunehmender Dampfströmung der Wärmeübergang deutlich zu und es werden in Übereinstimmung mit der Situation bei BP1  $\alpha$ -Werte bis  $5,1 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  erreicht. Der resultierende Wärmedurchgangskoeffizient beträgt  $1,8 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ .



(a) Messwerte: Heizwasser  $\vartheta_{HW,m}$ , Sättigungstemperatur der Lösung  $\vartheta_{sat}$ , Wärmestromdichte  $\dot{q}_m$  und Ergebnisse der Modellrechnung: Lösungstemperatur  $\vartheta_{LiBr}$ , Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und Heizwassertemp.  $\vartheta_{HW}$

(b) Ergebnisse der Modellrechnung: Logarithmische Temperaturdifferenz  $\vartheta_{log}$ , Wärmedurchgangs-  $U$  und Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$

Abbildung 6.19: BP2 mit Eintrittsdruck 18,3 kPa, reiche Lösung 46,5 Gew.%, Darstellung des Verlaufs entlang der Siederrohrhöhe.

Messung und Modellrechnung liefern unterschiedliche Aussagen für die Wärmeübergangswerte. Bei der Messung ist die Annäherung an die Heizwassertemperatur geringer und die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz dadurch wesentlich höher. Der ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübergangskoeffizient sind entsprechend geringer (vgl. Tabelle 19).

Tabelle 19: Ergebniswerte BP2 aus Messung und Rechnung für logarithmische Temperaturdifferenz, Wärmeübergangskoeffizient und Wärmedurchgangskoeffizient gemittelt über den Austreiber

BP2	$\vartheta_{log}$ K	$\alpha_{LiBr}$ kW/(m²K)	$U$ kW/(m²K)
Messung	8,0	0,68	0,46
Rechnung	4,7	1,3	1,18

### 6.3.3. Diskussion der Ergebnisse

Die *Förderleistung* des Austreibers konnte durch eine Absenkung der Kühlwassertemperatur und geringere treibende Temperaturdifferenzen verstärkt werden. Eine Absenkung der Kühlwassertemperatur senkt das Druckniveau im Austreiber. Im Versuchsbetrieb betrug die Variation des Austreiberdrucks 11,8 bis 17 kPa. In diesem Bereich beträgt die Änderung der Dampfdichte des Kältemittels Wasser das 1,4-fache – von  $0,08 \text{ kg/m}^3$  (11,8 kPa) bis  $0,11 \text{ kg/m}^3$  (17 kPa). Bei geringerem Druckniveau wird also bereits durch eine geringere Menge an Kältemitteldampf das erforderliche Blasenvolumen erreicht, um Flüssigkeit mitzureißen.

Bei einer geringeren treibenden Temperaturdifferenz ist eine längere Vorwärmstrecke zu erwarten, sodass sich der Siedebeginn nach oben verschiebt. Generell zeigen Untersuchungen an Thermosiphonpumpen, dass eine Erhöhung der Wärmestromdichte bis zu einem kritischen Punkt zu einem Anstieg des Flüssigkeitsumlaufs führt, dann limitieren die Druckverluste der Zweiphasenströmung den Flüssigkeitstransport und er nimmt ab (wie z.B. bei Bierling [102] sowie Rattner und Garimella [103] erläutert). Riepl [62] folgert in seiner Analyse, „dass der Ort des maximalen Massenstroms dort ist, wo das Verhältnis der durch den Massenstrom verursachten irreversiblen Reibungs- und Beschleunigungsverluste der vom Massenstrom zu überwindenden hydrostatischen Druckdifferenz optimal ist.“ Besonders deutlich war der Einfluss der Heizwassertemperatur bei den niedrigen Lösungskonzentrationen 40 und 41 Gew.% zu beobachten. Erfolgt, begünstigt durch eine hohe Heizwassertemperatur, ein Großteil der Verdampfung des Kältemittels direkt am unteren Rohrende, wird eine hohe Wärmeleistung übertragen und eine große Ausgasungsbreite erzielt. Der geförderte Volumenstrom ist geringer als bei niedrigeren Heizwassertemperaturen, bei denen eine längere Vorwärmstrecke zu erwarten ist und sich der Siedebeginn nach oben verschiebt. Die Rohrlänge, die durch den Flüssigkeitstransport in Zweiphasenströmung überwunden werden muss, wird dadurch kürzer. Der gleiche Effekt lässt sich durch eine Erhöhung des Eintrittsdrucks erwarten, die eine Verlängerung der Vorwärmstrecke bewirkt und damit zu einem verzögerten Einsetzen des Siedevorgangs führt. Die höhere Förderleistung geht demnach mit einem gemäßigten, beziehungsweise sich entlang des Rohres verstärkenden Siedeprozess einher. Auf Basis des Schlupfs, als Verhältnis zwischen Dampf- und Flüssigkeitsgeschwindigkeit, kann die folgende Aussage zu den Wechselwirkungen zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase getroffen werden. Bei lokal stark ausgeprägter Dampfproduktion stellen sich unmittelbar hohe Dampfgeschwindigkeiten ein. Durch den hohen Geschwindigkeitsunterschied zwischen den Phasen sind die Wechselwirkungen gering und begrenzen den Flüssigkeitstransport.

Das *Siedeverhalten* des Thermosiphon-Austreibers konnte durch die Polycarbonat-Deckelscheibe, die den Blick auf die Rohrenden im Kopf des Austreibers freigibt, visuell beurteilt werden. Betrachtet man ein einzelnes Rohr, wird die LiBr-Lösung im Abstand von wenigen Sekunden stoßweise ausgeworfen. Im Siederohr bilden sich Dampfblasen in der noch unterkühlten Flüssigkeit am unteren Ende des Rohres. Steigen diese Dampfblasen auf und wachsen durch Wärmezufuhr und Druckabnahme weiter an, bis sie den ganzen Querschnitt ausfüllen, wird die sich darüber befindende Flüssigkeit durch die Dampfblase beschleunigt und nach oben gedrückt. Am oberen Rohrende werden dann Dampf und Flüssigkeit ausgeworfen. Im Siederohr strömt unterkühlte Lösung nach, wird erwärmt, es können sich erneut Dampfblasen bilden und der Prozess wiederholt sich nach kurzer Zeit. In der Gesamtheit der 61 Rohre war der geförderte Volumenstrom dennoch stabil. Die hohe Rohranzahl gleicht das periodische Förderverhalten der einzelnen Rohre aus, da die Rohre jeweils zu einem unterschiedlichen Zeitpunkt aktiv fördern. Abbildung 6.20 zeigt beispielhaft für einen ausgewählten Messzeitraum eine Schwankung des Volumenstroms von  $160 \pm 10$  L/h, der sich nach Änderung der Betriebsparameter (bei etwa 12:00:00) auf  $130 \pm 20$  L/h einstellt.



Abbildung 6.20: Volumenstrom der LiBr-Lösung – Erhöhung der Heizwassertemperatur von 80°C auf 85°C

Diese Beobachtungen stimmen mit den Beschreibungen des „Geysering“ überein. Instabilitäten in der Zweiphasenströmung wurden vielzählig untersucht, ein Überblick findet sich beispielsweise in [104], [105], [106] oder speziell das „Geysering“ betreffend in [107]. Demnach tritt „Geysering“ in Verbindung mit niedrigen Wärmestromdichten und Flüssigkeitsunterkühlung am Eintritt auf. Je größer der Grad der Unterkühlung, eine desto höhere Wärmestromdichte ist notwendig, um in einen stabilen Betriebszustand mit kontinuierlicher Flüssigkeitsförderung zu gelangen. Im Vergleich zu herkömmlichen Anwendungen [72][73], in denen Blasenpumpen für die Flüssigkeitsförderung eingesetzt werden, ist die Wärmestromdichte im hier untersuchten Thermosiphon-Austreiber, die lokale Maximalwerte  $<10$  kW/m<sup>2</sup> erreicht, als sehr gering einzuordnen.



Während des Versuchsbetriebs wurden Grenzen des Betriebsbereichs erkennbar, die zu einem Einbruch der Förderung oder instabilen Förderverhalten führten. Wurde die Heizwassertemperatur ausgehend von einem stabilen Betriebspunkt weiter erhöht, kam es zu einem Einbruch des Volumenstroms bis hin zu einer Strömungsumkehr. Strömt heiße Lösung zurück in den Absorber, bewirkt dies einen Druckanstieg im Absorber, bis die Lösung in Folge des erhöhten Drucks wiederum in Richtung des Austreibers gefördert wird. Der Austreibevorgang kommt kurzzeitig wieder in Gang bis mitunter sehr hohe Volumenströme (>300 L/h) erreicht werden, der Volumenstrom dann aber wieder einbricht und sich erneut umkehrt. Wie ebenfalls in der genannten Literatur beschrieben, kann ein starker Anstieg des Volumenstroms dazu führen, dass die Wärmeleistung nicht ausreicht, um die eintretende Flüssigkeit zum Sieden zu bringen. Eine Abschwächung oder Einbruch ist die Folge. Bei dem Thermosiphon-Austreiber in der untersuchten AWP-Konfiguration scheint der Einfluss der Prozessdrücke noch gewichtiger. Diese werden durch die starke Volumenstromänderung beeinflusst. Bricht die Förderleistung ein, wird im Absorber keine arme LiBr-Lösung mehr aufgegeben, setzt die Förderung wieder ein und der Absorber wird benetzt, sinkt der Absorberdruck unvermittelt ab. Eine Stabilisierung der Druckniveaus und der Volumenstromförderung kann durch eine Reduktion des Heizwasservolumenstroms bzw. eine Absenkung der Heizwassertemperatur wieder erreicht werden.

Bei den untersuchten Betriebspunkten lagen die Lösungskonzentrationen im Bereich von 40 bis 46 Gew.%. Die Einstellung höherer Lösungskonzentrationen führte zu einem instabilen Betriebsverhalten. Wie die Auswertung der Wärmestromdichten ergab, sind diese bei höheren Lösungskonzentrationen im Schnitt deutlich niedriger. Dies spricht für eine weniger ausgeprägte Entstehung von Dampfblasen, die bei höheren Konzentrationen so vermindert auftreten, dass nicht mehr ausreichend Auftriebskraft ausgeübt wird, um den Lösungstransport zu ermöglichen.

### **6.4. Bewertung und Einordnung der Ergebnisse für die praktische Anwendung**

Die Versuchsergebnisse bestätigen den Betrieb der Absorptionswärmepumpe im Naturumlauf unter Vorgabe einer Heiznetz-Rücklauftemperatur von 50 °C und Kessel-Heißwassertemperaturen von 95 °C. Die beabsichtigte Einbindung der Komponenten der AWP in Vorlauf und Rücklauf des Wärmenetzes ist somit realisierbar. Eine Bypass-Leitung um die Wärmeübertrager kann zusätzlich für die flexible Zuschaltung und Regelung der Wärmepumpe genutzt werden.

Im Versuchsbetrieb führte eine Anpassung der Heizwassertemperaturen teils zu einer deutlichen Steigerung des Fördervolumenstroms. Die vom Heizkessel zur Verfügung

gestellten Heißwassertemperaturen werden üblicherweise nach den Anforderungen des Wärmenetzes geregelt. Mit dem Leitungs-Bypass besteht die Option, dass der Volumenstrom den Austreiber nicht vollständig durchströmen muss. Dadurch kann der zur Verfügung gestellte Wärmestrom in einem gewissen Rahmen angepasst und so die Förderleistung des Thermosiphon-Austreibers beeinflusst werden. Der Versuchsbetrieb zeigt, für den Kondensator ist die Durchströmung mit vollem Volumenstrom stets vorteilhaft, um niedrige Druckniveaus in Kondensator und Austreiber zu begünstigen. Diese wirken sich positiv auf die Förderleistung aus. Hinsichtlich der Einbindung in das Wärmenetz ist folglich die Serienschaltung von Kondensator und Absorber zu empfehlen. Um mögliche Beeinträchtigungen beim Anfahren der Anlage durch ein hohes Druckniveau im Absorber zu vermeiden, kann der Kühlwasservolumenstrom im Bypass um den Absorber geführt werden und erst mit einsetzendem Lösungsumlauf zur Wärmeabfuhr durch den Absorber geleitet werden.

Bei Lösungskonzentrationen der reichen Lösung von 40 – 46 Gew.% waren die Betriebszustände anhaltend stabil. Eine Regelung der Konzentration der Sorptionslösung über das Zurückhalten von Kältemittel sollte vorgesehen werden, um eine gezielte Einstellung des Betriebspunkts vornehmen zu können. Dadurch könnte die Anlage beispielsweise mit einer geringeren Lösungskonzentration angefahren werden, was geringere treibende Temperaturdifferenzen erfordert. Wird im Betrieb dann Kältemittel zurückgehalten kann der Betriebspunkt hin zu höheren Lösungskonzentrationen verschoben werden.

Für einen Einsatz der Anlage in der Praxis als ergänzendes Gerät zu Biomasse-Heizkesseln, ist das Potenzial vorhanden, die Anlagengröße weiter zu reduzieren. Der senkrechte Fallfilmverdampfer bestimmt aktuell die Höhe der Versuchsanlage, da Verdampfersumpf und Absorbersumpf auf gleichem Höhenniveau angeordnet sind, um den Überlauf des unverdampften Kältemittels zu ermöglichen. Um eine Anlagenhöhe unter 2 m zu erreichen und dadurch die Aufstellungsmöglichkeiten deutlich zu erweitern, kann der Verdampfer auch tiefer gesetzt und das unverdampfte Kältemittel mit Hilfe einer Thermosiphon-Pumpe auf Höhe des Absorbersumpfs angehoben werden. Als Antriebswärme reicht ein kleiner Teilvolumenstrom des Kesselwassers. Zusätzlich kann eine Verringerung der Länge der Wärmeübertragerrohre und damit der Bauhöhe des Verdampfers durch die Ergänzung eines herkömmlich Rücklaufgekühlten Rauchgaswärmeübertragers erreicht werden. Das Rauchgas gibt dann zuerst im Rauchgaswärmeübertrager einen größtenteils sensiblen Wärmebeitrag an den Rücklauf des Heiznetzes ab und tritt danach auf einem niedrigerem Temperaturniveau in den Verdampfer ein. Dort überwiegt dann der Wärmebeitrag durch die Rauchgaskondensation und es treten höhere Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rauchgasseite auf. Dadurch kann die

Auslegungsleistung der Absorptionswärmepumpe relativ zur Leistung des Biomassekessels verringert und damit die Dimensionierung der gesamten AWP reduziert werden.

### 7. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine spezielle Bauform einer Absorptionswärmepumpe konzipiert und erprobt, die in das Wärmeversorgungsnetz eines Biomasseheizkessels eingebunden werden soll. Es werden Holzhackschnitzel-befeuerte Heizkessel der Leistungsklasse 50 kW betrachtet, die Wärmenetze mit Vorlauf-/Rücklauftemperaturen von 70 °C/50 °C versorgen und Heißwasser mit 95 °C liefern. Mit Hilfe der Absorptionswärmepumpe soll durch Nutzung des Brennwerteffekts eine Steigerung der Brennstoffausnutzung und damit ein erhöhter feuerungstechnischer Wirkungsgrad des Heizkessels erzielt werden. Dazu wird die im Rauchgas verbliebene Verlustwärmeleistung auf den Verdampfer der AWP übertragen. Dieser stellt eine Wärmesenke bei Temperaturen bis etwa 25 °C dar und ermöglicht eine Auskühlung des Rauchgases unterhalb des Taupunktes. Dadurch kann neben dem sensiblen Wärmegewinn aus dem Rauchgas, auch die Wärme aus der Rauchgaskondensation gewonnen werden. Das Konzept der AWP zielt auf den minimalen Einsatz an elektrischer Hilfsenergie und einen weitgehend selbsttätigen Betrieb. Dementsprechend wird auf den Einsatz mechanischer Pumpen für die Umwälzung des Kältemittels und der Sorptionslösung verzichtet. Für den Transport der Sorptionslösung wird der Austreiber nach dem Thermosiphon-Prinzip ausgeführt. Der Verdampfer ist als senkrechter Fallfilmapparat ohne Kältemittelumlauf ausgeführt. Die Konzeption der Apparate basiert auf thermodynamischen Modellen, die Ergebnisse der Modellierung wurden in experimentellen Untersuchungen überprüft.

Biomasse-Heizkessel erreichen je nach Brennstoffqualität Wirkungsgrade im Bereich von 85 bis 93 %, bezogen auf den Heizwert. Das Rauchgas tritt mit Temperaturen im Bereich von 140 bis 250 °C aus dem Kessel aus. Bei der Brennwertnutzung wird das Rauchgas auf Temperaturen unterhalb des Taupunkts ausgekühlt und so zusätzlich die Wärme aus der Rauchgaskondensation gewonnen. Das Rauchgas aus der Verbrennung von Holzhackschnitzeln mit einem Wassergehalt von 30 % bei einem Luftüberschuss von  $\lambda=1,5$  hat eine Taupunkttemperatur von 54 °C. Ausgehend von einer Rauchgasaustrittstemperatur von 140 °C und einem Wirkungsgrad von  $\eta=89,6$  % erhöht sich der Wirkungsgrad durch Entzug von vornehmlich sensibler Wärme und Auskühlung auf 60 °C nur um 6 %-Punkte auf  $\eta=95,8$  %. Bei einer weiteren Auskühlung auf 30 °C und Nutzung des einsetzenden Brennwerteffekts jedoch um weitere 12 %-Punkte auf  $\eta=108$  % und bei maximaler Auskühlung auf 0 °C um weitere 5 %-Punkte auf  $\eta=113$  %. In der Praxis werden Rauchgaswärmeübertrager im Rauchgaszug von Biomassekesseln eingesetzt und standardmäßig mit dem Rücklauf des Heizsystems beaufschlagt. Hohe Rücklauftemperaturen schränken den Wirkungsgradgewinn deutlich ein. Eine AWP stellt nahezu unabhängig von den

Rücklauftemperaturen ein niedriges Temperaturniveau zur Verfügung und steigert dadurch maßgeblich die Anlageneffizienz und den Brennstoffausnutzungsgrad.

Die Komponenten der AWP werden in das Wärmeversorgungssystem integriert. Das Heißwasser (ca. 95 °C) des Kessels liefert den Antrieb des Sorptionskreislaufs im Austreiber, der auch als Generator bezeichnet wird. Im Verdampfer wird auf niedrigem Temperaturniveau die Wärme aus dem Rauchgas gewonnen und über Kondensator und Absorber des Wärmepumpenkreislaufs auf nutzbarem Temperaturniveau >50 °C an den Rücklauf des Wärmenetzes abgegeben.

Der operative Aufwand der AWP wird durch den Betrieb ohne Lösungs- und Kältemittelumlaufpumpe geringer, das System unterliegt aber auch stärker dem Einfluss der Temperatur- und Druckniveaus des internen Wärmepumpenkreislaufs, vorgegeben von den externen Wärmeträgern. Die Lösungskonzentration ist durch die Füllmengen von Kältemittel und Sorptionslösung fest eingestellt und passt sich nicht automatisch entsprechend den Betriebsbedingungen an. Dementsprechend gibt es eine optimale Lösungskonzentration, bei der im Verdampfer das Kältemittel vollständig umgesetzt wird und die Anlage das höchste Wärmeverhältnis (engl. Coefficient of Performance COP) erreichen kann. Wird mehr Kältemittel ausgetrieben, als im Verdampfer verdampft werden kann, läuft das Kältemittel flüssig vom Verdampfersumpf in den Absorbersumpf, trägt nicht mehr zu dem Wärmeentzug aus dem Rauchgas bei und muss dennoch im Generator ausgetrieben werden. Dies hat eine Verringerung der Energieeffizienz zur Folge, ausgedrückt durch das Wärmeverhältnis (COP) des Wärmepumpenkreislaufs. Wird zu wenig Kältemittel ausgetrieben, wird die Wärmeübertragerfläche im Verdampfer nicht mehr vollständig benetzt und dem Rauchgas kann wegen der begrenzt zur Verfügung stehenden Kältemittelmenge generell weniger Wärme entzogen werden. Für den Auslegungspunkt bei 95 °C Heizwassertemperatur, 50 °C Heiznetzrücklauftemperatur und 140 °C Rauchgastemperatur liegt die Lösungskonzentration zur Erreichung des größtmöglichen Wärmeverhältnisses (COP=0,84) bei 51,5 Gew.%. Bei einer Absenkung der Heizwassertemperaturen verschiebt sich die optimale Konzentration hin zu geringeren Werten, bei einer Absenkung der Heiznetzrücklauftemperatur hin zu höheren Werten.

Der Verdampfer wurde als senkrechter Fallfilmverdampfer konzipiert mit rohrseitiger Rauchgasströmung und mantelseitiger Kältemittelverdampfung. Die Modellierung des Wärmeübergangs bei der Rauchgaskondensation resultierte in Werten bis maximal 220 W/(m<sup>2</sup>K). Auf Seite der Kältemittelverdampfung ergab die Modellierung des Wärmeübergangs für Berieselungsdichten von 25 kg/(m·h) einen Wärmeübergangskoeffizient von 6000 W/(m<sup>2</sup>K). Für eine Verdampfungsleistung von etwa 10 kW wurden für den Wärmeübertrager in der AWP 15 niedrigberippte Edelstahlrohre (mit einer Rippendichte von

28 fpi) der Länge 1,4 m und Außendurchmesser 25,45 mm eingesetzt. In dem Verdampfer wird auf eine sehr geringe Kältemittelaufgabemenge abgezielt. Dies erfordert eine gleichmäßige Verteilung des Kältemittels und optimale Oberflächenbenetzung. In einer Versuchsanlage wurden deswegen Experimente zur Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Fallfilmverdampfung an senkrechten Kupferrohren mit strukturierter Oberfläche (56 fpi) durchgeführt. Durch die Experimente konnten die folgenden Erkenntnisse gewonnen werden:

- Der Einsatz von Verdampferrohren mit strukturierter äußerer Oberfläche ermöglicht eine vollständige Benetzung bei den untersuchten Berieselungsstärken bis zu minimal 27 kg/(m·h).
- Ein Betrieb des Verdampfers im trockenlaufenden Betrieb, bei dem das Kältemittel nahezu vollständig verdampft wird, ist möglich. Die Oberflächenstruktur erhält die vollständige Benetzung bis zum Ende hin aufrecht.
- Für den Wärmeübergang auf Seite der Fallfilmverdampfung, sind je nach Berieselungsstärke mittlere Werte im Bereich von 4 bis 9,5 kW/(m<sup>2</sup>K) zu erwarten.

In dem als Thermosiphon-Austreiber konzipierten Generator wird die Lösung auf das höhere Druck- und Temperaturniveau angehoben. Die LiBr-Lösung wird in den senkrechten Siederohren des Austreibers durch Wärmezufuhr zum Sieden gebracht. Durch den Verdampfungsvorgang entstehen Kältemittel-Dampfblasen und es bildet sich eine aufwärtsströmende Zweiphasen-Strömung aus. Die Druckverhältnisse in der AWP werden von den Gleichgewichtsdrücken und dem hydrostatischen Druck bestimmt, der sich in den flüssigkeitsgefüllten verbindenden Rohrleitungen aufbaut. Um den Umlauf der Sorptionslösung zwischen Austreiber und Absorber zu ermöglichen, muss die Hydrostatik berücksichtigt werden. Die Förderwirkung des Thermosiphon-Austreibers beruht darauf, dass der Eintrittsdruck im Austreiber, der sich abhängig von der Absorbersumpfhöhe (Zulaufhöhe) und dem Druckniveau  $P_0$  des Absorbers einstellt, die auftretenden Druckverluste im Siederohr des Thermosiphon-Austreibers und das höhere Druckniveau  $P_1$  im Austreiberaustritt überwiegt. Vom Austreiberaustritt kann die Lösung durch die Druckdifferenz zum Absorber weiter angehoben werden. Ausgehend von den zu erwartenden Betriebsbedingungen ließ sich eine Konfiguration ermitteln, bei der 1 m Höhendifferenz zwischen Absorbersumpf und Austreibereintritt gegeben ist. Der Thermosiphon-Austreiber hebt die Lösung um 1,25 m an, damit diese dann auf dem Höhenniveau von 1,7 m wieder in den Absorber fließen kann. Aus dieser Konstellation ergibt sich die nutzbare Höhe für die Auslegung des Absorbers als Fallfilmwärmeübertrager.

Der sich einstellende Massenstrom der Zweiphasen-Strömung im Siederohr kann nur iterativ bestimmt werden. Abhängig von der Wärmeübertragung wird eine Dampfmenge produziert, die sich auf die Strömungsgeschwindigkeit und das Auftreten der Druckverluste auswirkt.

Gleichzeitig erfolgt eine Rückkopplung auf die Wärmeübertragung. In einem Berechnungsmodell wurde das Siederohr der Zweiphasenströmung in 10 Segmente unterteilt und für jedes Segment die Massen-, Energie- und Druckbilanz aufgestellt. Durch die iterative Lösung können dadurch der geförderte Massenstrom und die lokalen Größen entlang des Siederohres berechnet werden. Es wurde der Einfluss verschiedener Parameter wie Heizwassertemperatur, Kühlwassertemperatur, Lösungskonzentration und Zulaufhöhe auf die Förder- und Wärmeleistung untersucht. Das Modell zeigt, dass die am Eintritt in das Siederohr einsetzende Verdampfung des Kältemittels zu hohen Geschwindigkeitsunterschieden zwischen Dampf- und Flüssigkeitsphase führt. Es treten hohe Reibungsdruckverluste auf und der Flüssigkeitstransport wird gehemmt. Eine Verstärkung des Fördervolumenstroms wird durch eine Absenkung der Kühlwassertemperatur oder durch eine Erhöhung der Zulaufhöhe und entsprechende Steigerung des Eintrittsdrucks erreicht, der Siedebeginn startet dann erst nach einer Vorwärmstrecke.

In dem Modell werden teils empirische Korrelationen verwendet, die zwar durch eine Vielzahl an Messungen überprüft wurden, bei denen Untersuchungsgegenstand aber meistens die Verdampfung von reinem Wasser war. In der AWP liegen mit dem Stoffpaar LiBr/H<sub>2</sub>O demzufolge davon abweichende Bedingungen vor, außerdem findet der Prozess unter subatmosphärischen Bedingungen statt. Für eine umfassende und praxisnahe Analyse wurden die theoretischen Untersuchungen durch experimentelle Untersuchungen ergänzt.

Für die experimentelle Untersuchung zur Charakterisierung des Thermosiphon-Austreibers und des gesamten Absorptionswärmepumpenkreislaufs wurde eine Versuchsanlage errichtet. Der Austreiber wurde aus 61 senkrechten Siederohren der Länge 1,25 m und mit Innendurchmesser 13 mm hergestellt. Das Heizwasser wird mantelseitig über Umlenkbleche geführt, um den Wärmeübergang zu verbessern. Im Versuchsbetrieb wurden die Parameter Heizwassertemperatur (82 bis 93 °C), Kühlwassertemperatur (42 bis 51 °C) und Lösungskonzentration (40 bis 48 Gew.% reiche Lösung) variiert. Die übertragene Austreiberleistung betrug 12 bis 23 kW und der geförderte Volumenstrom lag im Bereich von 110 bis 235 L/h. Im Vergleich mit dem Berechnungsmodell wurden bei den Experimenten höhere Werte für den Volumenstrom bei geringeren Austreiberleistungen erzielt. Änderungen der Betriebsparameter zeigten ähnliche Tendenzen im Modell und bei der experimentellen Untersuchung. Eine Absenkung der Kühlwassertemperatur wirkte sich positiv auf den Fördervolumenstrom aus, ebenso wie die Absenkung der Heizwassertemperatur – solange noch eine ausreichend hohe treibende Temperaturdifferenz für die Verdampfung zur Verfügung steht. Die Auswertung der Wärmestromdichte bestätigt vor allem bei geringen Lösungskonzentrationen, dass die Verdampfung im unteren Siederohrbereich einsetzt und dabei sogleich der größte Anteil des Kältemittels verdampft. Dies ist durch eine lokale,

maximale Wärmestromdichte gekennzeichnet, die Werte bis  $10 \text{ kW/m}^2$  erreichte. Bei Betriebspunkten mit höheren Konzentrationen war die Ausprägung des Maximums deutlich abgeschwächt.

Der Verdampfer wurde mit einem Wasserdampf-Luft-Gemisch beheizt, um bei den Laboruntersuchungen den Wärmeentzug aus feuchtem Rauchgas zu simulieren. Bei den untersuchten Betriebspunkten konnte ein niedriges Druckniveau für die Kältemittelverdampfung zur Verfügung gestellt und der angestrebte Entzug der Rauchgas- und Kondensationswärme erzielt werden. Die sich bei höheren Lösungskonzentrationen einstellenden niedrigeren Druckniveaus sind dazu förderlich. Die Erwartung, dass die Kondensation an der unterkühlten Rohrwand einsetzt, obwohl die mittlere Gastemperatur den Taupunkt noch nicht unterschritten hat, konnte durch die Versuche bestätigt werden.

Für weiterführende Arbeiten empfiehlt sich die Charakterisierung des Strömungsverhaltens des Thermosiphon-Austreibers weiter zu vertiefen und so auch den Betriebsbereich hin zu höheren Lösungskonzentrationen zu erweitern. Konstruktive Änderungen an dem Apparat, wie eine modifizierte Einlaufstrecke und ein größerer Separator am oberen Ende können für das Betriebsverhalten förderlich sein. Im Hinblick auf einen realen Einsatz der AWP sollte eine praxisnahe Versuchsanlage, mit Kopplung an einen Biomasseheizkessel untersucht werden. Dadurch kann der Einfluss des Rauchgases aus der Verbrennung von Holzhackschnitzeln auf Material und Wärmeübergang überprüft werden. Für die Einbindung der Komponenten der AWP in den Heizkreis ist ein Konzept für die Einstellung der Volumenströme der externen Wärmeträger erforderlich, um so gezielt das Anfahren der Anlage oder den Wechsel zwischen Betriebspunkten unter Berücksichtigung des Betriebsverhaltens des Thermosiphons zu steuern. Des Weiteren kann die Konfiguration und die Anordnung der Apparate optimiert werden, um eine kompaktere Bauform der Absorptionswärmepumpe zu erreichen.



## Anhang

### A.1 Fotografie der Versuchsanlage „Fallfilmverdampfer“



(a) Fallfilmverdampfer mit vier vertikal angeordneten, strukturierten Kupferrohren (b) Übergang von Verdampfer zu Kondensator

Abbildung A.1 Fotografie der Versuchsanlage Fallfilmverdampfer

### A.2 Spezifikation der Messtechnik

Tabelle A.1: Übersicht Komponenten, Messgeräte und Messunsicherheiten der Versuchsanlage Fallfilmverdampfer

Messgerät/ Komponente	Einsatzbereich	Genauigkeits- klasse	Messfehler	Typ
Widerstands- thermometer	10-35 °C	1/10 DIN B	$\pm 1/10 \cdot (0,3+0,005 \cdot t)$ °C	Pt100
Druckaufnehmer	15-30 mbar	0,2 %	$\pm 0,35$ %	KROHNE OPTIBAR PC 5060
Coriolis Massendurchfluss- messer	0-0,003 kg/s	0,1 %	0,1 %	Krohne Optimass 6000
Magnetisch induktiver Durchflussmesser	0,2-0,6 kg/s	0,4 %	$0,4 \% \cdot MW + 1$ mm/s	Krohne Optiflux 1100C
Schwebekörper- Durchflussmesser	0-10 g/s	1%	$\pm 1$ %	Krohne VA40

Datenlogger	4-10 mA Pt100 4-Leiter	AA		Ahlborn ALMEMO 5690- 2CPU
Zirkulationspumpe	0-0,01 kg/s			Lowara ecocirc PRO 15-3/65

Tabelle A.2: Übersicht Komponenten, Messgeräte und Messunsicherheiten der Versuchsanlage Absorptionswärmepumpe

Messgerät/ Komponente	Einsatzbereich	Genauigkeits- klasse	Messfehler	Firma/Typ
Widerstands- thermometer	15-95 °C	1/10 DIN B	$\pm 1/10 \cdot (0,3+0,005 \cdot t)$ °C	Pt100
Druckaufnehmer	100-220 mbar	0,2 %	$\pm 0,35$ %	KROHNE OPTIBAR PM 3050
Druckaufnehmer	20-80 mbar	0,2 %	$\pm 0,35$ %	KROHNE OPTIBAR PC 5060
Magnetisch induktiver Durchflussmesser	0-0,1 kg/s	0,15 %	$0,15 \% \cdot MW + 1$ mm/s	MID Krohne Optiflux 5300C
Magnetisch induktiver Durchflussmesser	0,2-0,6 kg/s	0,4 %	$0,4 \% \cdot MW + 1$ mm/s	Krohne Optiflux 1100C
Flügelradanemo- meter	0 – 5 m/s	1%	$\pm 1 \% \pm 1$ Digit	Airflow Instruments AV6
Schwebekörper- Durchflussmesser	0-10 g/s	1%	$\pm 1$ %	Krohne VA40
Waage	0 – 10 kg	-	$\pm 0.5$ oz	TIF 9030 Compact Refrigerant Scale
Datenlogger	4-10 mA Pt100 4-Leiter	AA		Ahlborn ALMEMO 5690-2CPU
Dampferzeuger	0-15 kg/h			Condair EL15
Heizregister	4 kW			Volta
Ventilator	0-0,03 m <sup>3</sup> /s			Systemair prioair 150 EC

### A.3 Fehlerrechnung und -analyse

In dieser Arbeit werden die Ergebniswerte, der Messwert  $MW$ , der experimentellen Untersuchungen durch den Mittelwert  $\bar{x}$  und die zugehörige Messunsicherheit  $\Delta x$  dargestellt, wie es in der wissenschaftlichen Praxis üblich ist.

$$MW = \bar{x} \pm \Delta x \quad (\text{A.1})$$

Generell kann zwischen systematischen und statistischen Messfehlern unterschieden werden. Statistische Fehler werden auch als zufällige Fehler bezeichnet. Sie bezeichnen die

Abweichung eines wiederholt gemessenen Werts von seinem wahren Wert unter gleichbleibenden Messbedingungen. Diese Abweichungen sind nicht konstant, sondern verteilen sich typischerweise gemäß einer Wahrscheinlichkeitsverteilung um den wahren Wert, oft angenommen als Normalverteilung. Mit einer steigenden Anzahl von Messwerten nähert sich der berechnete Durchschnitt der Messwerte dem wahren Wert an und der Standardfehler dieses Durchschnitts wird kleiner. Somit vermindert sich der Einfluss der zufälligen Fehler auf das Messergebnis, wenn eine größere Anzahl an Messwerten in einer Messreihe erhoben werden. Der arithmetische Mittelwert  $\bar{x}$  der Messwerte  $x_i$  einer Messreihe bestehend aus  $n$  Einzelmessungen ist definiert als

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{A.2})$$

Die Standardabweichung ist ein Maß für die Streuung der einzelnen Messwerte um den Mittelwert. Die empirische Standardabweichung der Stichprobe stellt die quadratische Mittelung der Abweichungen aller Einzelmesswerte vom Mittelwert dar.

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{A.3})$$

Durch eine Normierung der empirischen Standardabweichung der Stichprobe nach Glg. A.3 erhält man die empirische Standardabweichung des Mittelwerts  $\sigma_{\bar{x}}$ .

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.4})$$

In dieser Gleichung zeigt sich, dass die mittlere quadratische Abweichung des Mittelwerts sich mit zunehmender Stichprobenlänge um den Faktor  $1/\sqrt{n}$  verkleinert. Für gewöhnlich wird dieser Wert als sogenannte Standardunsicherheit  $u(x) = \sigma_{\bar{x}}$  verwendet und die Messwerte unter Angabe der Standardabweichung in der Form  $\bar{x} \pm u(x)$  angegeben. Dabei liegen etwa 68,3 % der Messwerte innerhalb dieser Standardabweichung. Diese Wahrscheinlichkeit lässt sich durch die Angabe eines Vielfachen dieser Standardabweichung erhöhen. Bei Angabe der zweifachen Standardabweichung  $2 \cdot \sigma_{\bar{x}}$  liegen etwa 95 % und bei Angabe der dreifachen Standardabweichung  $3 \cdot \sigma_{\bar{x}}$  etwa 99,7 % der Messwerte innerhalb dieser Grenze um den Mittelwert.

Bei den vorgestellten Versuchsanlagen entstehen die Messchwankungen bei der Aufnahme von Messreihen vorrangig durch ein nicht optimales Regelungsverhalten. Bereits minimale Temperatur- und Volumenstromschwankungen im Heiz- und Kühlkreis haben eine direkte Auswirkung auf die internen Prozessgrößen. Eine Wiederholung der Messung unter bei identischen Messbedingungen ist praktisch nicht möglich. Um den Einfluss statistischer

Messabweichungen zu verringern, wurde eine möglichst hohe Anzahl an Messwerten durchgeführt. Wurde ein stationärer Betriebspunkt erreicht, wurde über einen Zeitraum von mindestens 10 Minuten bis zu 30 Minuten alle 10 Sekunden ein Messwert aufgenommen. Aus diesen innerhalb stabiler Phasen liegenden Werten wurde der arithmetische Mittelwert jeder Prozessgröße ermittelt. Diese Mittelwerte wurden dann für die weitere Berechnung aller gesuchten Prozessgrößen wie zum Beispiel Leistung, Wärmeübergangskoeffizienten usw. verwendet. Bei der in den Diagrammen angegebenen Messunsicherheit wurde die statistische Messunsicherheit gegenüber dem systematischen Fehler als vernachlässigbar behandelt.

Systematische Messfehler zeichnen sich durch eine konstante oder systematisch variierende Abweichung des gemessenen Werts vom wahren Wert aus. Sie können durch verschiedene Faktoren wie der Messunsicherheiten der verwendeten Messgeräte, Fehler in der Kalibrierung oder Einflüsse externer Bedienungs- und Datenverarbeitungsfehler bedingt sein. Generell sind solche Einflüsse schwierig zu quantifizieren, ihr Risiko kann jedoch durch eine hohe Sorgfalt bei Aufbau und Betrieb der Anlage klein gehalten werden. Zum Beispiel entstehen systematische Messfehler bei Temperatursensoren über Wärmeankopplung, während bei Druckaufnehmern Feuchtigkeitskondensation an der Messzelle zu einer Verfälschung des Messwerts führen. In den Versuchsanordnungen wurden entsprechende Vorkehrungen wie optimierte Positionierung und Isolierung der Sensoren getroffen, die eine hohe Präzision der Messungen unterstützen. Für die Fehleranalyse wurden allein die von den Geräteherstellern angegebenen Messunsicherheiten verwendet.

Bei der Bestimmung der Messunsicherheit von Messergebnissen, die sich als Funktion einzelner Messwerte ergeben, wird das Prinzip der Fehlerfortpflanzung angewandt. Diese Methode ermöglicht es, die Gesamtmessunsicherheit aus dem gewichteten Einfluss der Unsicherheiten der einzelnen Messwerte zu ermitteln. Die Gewichtung der Unsicherheit ( $\Delta x, \Delta y, \Delta z \dots$ ) einer Variable erfolgt über die partielle Ableitung der Funktion  $f$ , die zur Bestimmung des Endergebnisses verwendet wird, nach den gemessenen Größen. [108][109]

$$u_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x} \Delta x\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \Delta y\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z} \Delta z\right)^2 + \dots} \quad (\text{A.5})$$

Die in dieser Arbeit angegebenen Messunsicherheit entspricht dem arithmetischen gemittelten Messwert nach Glg. A.2 und der nach der Fehlerfortpflanzung ermittelten Messunsicherheit.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Bei der Verbrennung gebildetes Wasser aus 1 kg Fichtenholz mit unterschiedlichem Brennstoff-wassergehalt aus [14].....	6
Abbildung 2.2: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bezogen auf den Heizwert als Funktion der Rauchgastemperatur bezogen auf Umgebungsdruck (1013 mbar) und Umgebungstemperatur (0 °C) für eine mittlere Brennstoffzusammensetzung von Holz ( $\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$ ) und verschiedene Wassergehalte w.....	10
Abbildung 2.3: Rauchgaswärmeübertrager der Firma Hargassner nach [25].....	11
Abbildung 2.4: Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe im p,T-Diagramm nach [29] .....	13
Abbildung 2.5: Wärmetransformationsprozess Wärmepumpe und Kältemaschine (links) und Wärmetransformator (rechts) nach [30].....	14
Abbildung 2.6: Sorptionskreislauf einer einstufigen Wärmepumpe nach [15].....	15
Abbildung 2.7: Lösungsfeld des Stoffpaares Wasser/Lithiumbromid im $\ln p/(-1/T)$ -Diagramm (van t'Hoff-Diagramm) [34].....	16
Abbildung 2.8: Prozessschema Double-Effect-Absorptionswärmepumpe nach [31] .....	23
Abbildung 2.9: Kreislaufschema Double-Lift-Absorptionswärmepumpe nach [31].....	24
Abbildung 2.10: Prinzip der offenen Sorption nach [53] .....	28
Abbildung 4.1: Schema der Kopplung von Kessel und AWP .....	35
Abbildung 4.2: Energiefluss-Diagramm der Brennwertnutzung durch Einbindung einer AWP .....	36
Abbildung 4.3: Steigerung des thermischen Wirkungsgrades in %-Punkten (bezogen auf den Heizwert) durch Nutzung der latenten und sensiblen Rauchgaswärme in Abhängigkeit von Brennstoffwassergehalt und Auskühlungstemperatur.....	37
Abbildung 4.4: Brennstoffeinsparung in €/a eines Heizkessels der Leistungsklasse 50 kW, bei 2500 h/a Betrieb für 100 €/t und Brennstoffe verschiedener Wassergehalte (10-40%) .....	38
Abbildung 4.5: Temperaturen im Heiznetz mit Wärmenetzvorlauf 70°C/-Rücklauf 50°C: Auskühlung des Vorlaufs durch Einbindung des Austreibers und Erwärmung des Rücklaufs durch Einbindung von Kondensator und Absorber. Rauchgaskondensation bis Taupunkttemperatur für Holzhackschnitzel mit $w=30\%$ und Kesselaustrittstemperatur 140°C. ....	39
Abbildung 4.6: Änderung der Massenströme in Abhängigkeit von dem Wärmegewinn durch die Auskühlung des Rauchgases .....	40
Abbildung 4.7: Schema im Vergleich – Aufbau einer konventionellen und einer rein thermisch angetriebenen AWP .....	41
Abbildung 4.8: Thermosiphon-Austreiber in der AWP [65].....	42
Abbildung 4.9: Verlauf von Höhen- und Druckniveau auf dem Weg der Lösung von Absorbersumpf (1) über LWÜ zum Austreibereintritt (2) und vom Austreiberaustritt (3) zum LWÜ-Eintritt (4) bis zum Absorbereintritt (5) .....	44
Abbildung 4.10: Prozesskreislauf im Dühring-Diagramm .....	46
Abbildung 4.11: Einfluss der Heizwassertemperatur im Bereich 85 °C bis 95 °C.....	47
Abbildung 4.12: Einfluss der Rücklauftemperatur im Bereich von 40 °C bis 50 °C.....	48
Abbildung 4.13: Einfluss der Konzentrationsänderung im Bereich von 45 bis 55 Gew.%.....	50

Abbildung 4.14: Kreisprozess im Dühring Diagramm Betriebspunkte mit 55 Gew.% und 45 Gew.% .....	51
Abbildung 4.15: Schema der ausgewählten Variante des Fallfilm-Verdampfers .....	52
Abbildung 4.16: Wärmeübergang bei der Kondensation in Anwesenheit inerter Gase nach [66] .....	54
Abbildung 4.17: Berechneter Wärmeübergangskoeffizient bei der Fallfilmverdampfung in Abhängigkeit der Berieselungsdichte .....	60
Abbildung 4.18: Verlauf von Rauchgastemperatur $\vartheta_{RG}$ , Kondensatfilmoberflächentemperatur an der Rohrrinnenwand $\vartheta_{FO}$ und kumulierter Wärmeleistung $\Sigma Q$ in einem Rohr eines Bündels aus 15x1"Rohren.....	63
Abbildung 4.19: Verlauf der latenten $q_{lat}$ und sensiblen $q_{sens}$ Wärmestromdichte sowie des Wärmedurchgangskoeffizienten $U$ , dem Wärmeübergangskoeffizient des Rauchgases $\alpha_{eff}$ und dem sensiblen Rauchgas-Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_G$ in einem Rohr eines Bündels aus 15x1" Rohren .....	63
Abbildung 4.20: Druckverluste für Rohre mit Durchmesser 1" und $\frac{3}{4}$ ", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei verschiedenen Brennstoff-Wassergehalten — 30%, - - - 20%, - - - - 10%.....	65
Abbildung 4.21: Übertragene Wärmeleistung für Rohre mit Durchmesser 1" und $\frac{3}{4}$ ", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei den Brennstoff-Wassergehalten — 30%, - - - 20%, - - - - 10%.....	66
Abbildung 4.22: Berieselungsdichte für Rohre mit Durchmesser 1" oder $\frac{3}{4}$ ", Rohrlänge 1,5 m in Abhängigkeit der Rohranzahl bei verschiedenen Brennstoff-Wassergehalten — 30%, - - - 20%, - - - - 10% .....	66
Abbildung 4.23: Schema einer Thermosiphonpumpe .....	69
Abbildung 4.24: Temperaturverlauf (links) und Druckverlauf (rechts) im Siederohr nach [72] .....	69
Abbildung 4.25: Wand- und Fluidtemperaturen, Strömungsformen und zugehörige Wärmeübergangsbereiche im beheizten Rohr aus [73].....	70
Abbildung 4.26: Vergrößerte Skizze einer Metalloberfläche nach [75].....	71
Abbildung 4.27: Kontrollvolumen einer Zweiphasenströmung in einem vertikalen Rohr (heterogenes Modell) vgl. [83].....	75
Abbildung 4.28: Wärmeübergangskoeffizient beim konvektiven Sieden und beim Blasensieden in Abhängigkeit des Dampfanteils im Siederohr für die Wärmestromdichten $q_1$ und $q_2 > q_1$ nach [88].....	79
Abbildung 4.29: Prozessgrößen in Abh. des Austreibereintrittsdrucks .....	86
Abbildung 4.30: Verlauf entlang der Siederohrlänge für Eintrittsdruck 18 kPa (—) und 21 kPa (- - -) als Ergebnis des Berechnungsmodells.....	88
Abbildung 4.31: Prozessgrößen für — serielle (s), — parallele 1:2 und — parallele 1:1 Aufteilung in Abh. von der Kühlwassertemperatur.....	91
Abbildung 4.32: Prozessgrößen in Abh. der Eintrittskonzentration der reichen Lösung .....	92
Abbildung 4.33: Prozessgrößen in Abh. der Heizwassereintrittstemperatur .....	94
Abbildung 4.34: Prozessgrößen in Abh. von der Absorbersumpfhöhe .....	95
Abbildung 5.1: Schema der Versuchsanlage des Fallfilmverdampfers.....	98
Abbildung 5.2: Struktur des Verdampferrohres mit 56 fpi.....	99

Abbildung 5.3: Strömungsführung des Heizwassers im Verdampferrohr .....	99
Abbildung 5.4: Kältemittelaufgabesystem .....	99
Abbildung 5.5: Wärmedurchgangskoeffizient U und Anteil des verdampften Kältemittels Y an der Gesamtaufgabemenge in Abh. des Heizwasservolumenstroms .....	103
Abbildung 5.6: Wärmedurchgangskoeffizient U bei konstantem Heizwasservolumenstrom und konstanter Berieselungsstärke (2,4 g/s) und Anteil an verdampften Kältemittel Y bei variierender Verdampfungsleistung, $\Delta\vartheta_{log} = 1,2-3,9$ K, $V_{HW}=2000$ l/h.104	
Abbildung 5.7: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha$ für den heizwasserseitigen Wärmeübergang .....	107
Abbildung 5.8: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{KM,min}$ für minimale (2,4 g/s) und $\alpha_{KM,max}$ für maximale (10 g/s) Berieselungsstärke bei Erhöhung der Heizwasser-Reynoldszahl .....	108
Abbildung 5.9: Verlauf entlang des Verdampferrohres als Ergebnis der Modellrechnung ...	110
Abbildung 6.1: R+I Schema der Versuchsanlage .....	115
Abbildung 6.2: Fotografie des Aufbaus im Labor .....	117
Abbildung 6.3: Untersucher Arbeitsbereich im Dühring-Diagramm .....	118
Abbildung 6.4: Ausgewählt untersuchte Betriebspunkte im Dühring Diagramm .....	120
Abbildung 6.5: Rechnerisch ermittelter Verlauf entlang des Verdampfer-Einzelrohres .....	123
Abbildung 6.6: Zustandspunkte im Mollier-h,x-Diagramm aus [97] .....	124
Abbildung 6.7: Analyse des Lösungswärmeübertragers in Auftragung über dem Volumenstrom der LiBr-Lösung.....	127
Abbildung 6.8: Grädigkeit bei Austritt aus dem Austreiber über treibender Temperaturdifferenz bei Eintritt, abhängig von der Lösungskonzentration (reiche LiBr-Lösung) .	129
Abbildung 6.9: Zusammenhang von Druck (Austreiber Austritt), Lösungskonzentration (arme Lösung) und Heizwasseraustrittstemperatur ( $\vartheta_{HW}$ ) .....	129
Abbildung 6.10: Volumenstrom in Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.% .....	130
Abbildung 6.11: Volumenstrom aufgetragen über der Ausgasungsbreite bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.% .....	130
Abbildung 6.12: Volumenstrom in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.% .....	130
Abbildung 6.13: Volumenstrom in Abhängigkeit des Austreiberdrucks (Austritt) bei einer Leistung von ca. 20 kW (19-20,4 kW) und Konzentrationen der reichen Lösung von 40 bis 45 Gew.% .....	130
Abbildung 6.14: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (R-, ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für den Austreiberdruck (oberes Ende) über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.%.....	132
Abbildung 6.15: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für die Eintrittstemperatur der Lösung in den Austreiber über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.%.....	132

Abbildung 6.16: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für den Fördervolumenstrom über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für verschiedene Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.% .....	133
Abbildung 6.17: Vergleich der Ergebnisse zwischen Rechenmodell (ungefüllte Markierung) und Messergebnissen (gefüllte Markierung) für die Austreiberleistung über der Temperaturdifferenz am Eintritt in den Austreiber für verschiedene Lösungskonzentrationen (reich) von 40 bis 46 Gew.% .....	133
Abbildung 6.18: BP1 mit Eintrittsdruck 18,7 kPa, reiche Lösung 40,2 Gew.%, Darstellung des Verlaufs entlang der Siederohrlänge. ....	136
Abbildung 6.19: BP2 mit Eintrittsdruck 18,3 kPa, reiche Lösung 46,5 Gew.%, Darstellung des Verlaufs entlang der Siederrohrhöhe. ....	138
Abbildung 6.20: Volumenstrom der LiBr-Lösung – Erhöhung der Heizwassertemperatur von 80°C auf 85°C .....	140



## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Preise für Holzhackschnitzel [64] .....	37
Tabelle 2: Prozessparameter.....	45
Tabelle 3: Parameter für das Kesselrauchgas .....	62
Tabelle 4: Wärmeübergang bei der Fallfilmverdampfung.....	62
Tabelle 5: Parameter für das Kesselrauchgas bei unterschiedlichen Brennstoff-Wassergehalt .....	64
Tabelle 6: Vergleich von $\frac{3}{4}$ " und 1" Rohren hinsichtlich Strömungsgeschwindigkeit $v_{RG}$ , mittlerer Wärmestrom-dichte $q$ und Berieselungsstärke $\Gamma$ für einen Brennstoff-Wassergehalt von 30%.....	67
Tabelle 7: Normierungswerte.....	81
Tabelle 8: Randbedingungen.....	85
Tabelle 9: Parameter der Experimente .....	101
Tabelle 10: Prozessgrößen des ausgewählten Betriebspunkts.....	109
Tabelle 11: Ergebnisse aus Messung und Rechnung .....	110
Tabelle 12: Wärmeübertrager der Versuchsanlage .....	116
Tabelle 13: Variation der Prozessparameter.....	118
Tabelle 14: Eintrittszustand in den Verdampfer .....	121
Tabelle 15: Austrittszustand aus dem Verdampfer – Vergleich von Messung und Rechnung .....	122
Tabelle 16: Ergebniswerte für Betriebspunkt 1 ( $X_r=40$ Gew.%) – Vergleich zwischen Messung und Modellrechnung .....	135
Tabelle 17: Ergebniswerte BP1 aus Messung und Rechnung für logarithmische Temperaturdifferenz, Wärmeübergangskoeffizient und Wärmedurchgangskoeffizient gemittelt über den Austreiber.....	136
Tabelle 18: Ergebniswerte des Betriebspunkt 2 $X_r=46,5\%$ im Vergleich zwischen Messung und Rechnung.....	137
Tabelle 19: Ergebniswerte BP2 aus Messung und Rechnung für logarithmische Temperaturdifferenz, Wärmeübergangskoeffizient und Wärmedurchgangskoeffizient gemittelt über den Austreiber.....	138

## Literaturverzeichnis

- [1] Brennwertnutzung an Biomassekesseln mittels angekoppelter Sorptionswärmepumpe. Abschlussbericht des Verbundvorhabens, FKZ: 03KB133A+C, Hermann, T., Glöckner, D., Bauer, M. u. Schweigler, C., 2024
- [2] Bundesverfassungsgericht - Presse - Verfassungsbeschwerden gegen das Klimaschutzgesetz teilweise erfolgreich, 2021. <https://www.bundesverfassungsgericht.de/SharedDocs/Pressemitteilungen/DE/2021/bvg/21-031.html>, abgerufen am: 07.05.2021
- [3] Klimaschutz in Zahlen. Fakten, Trends und Impulse deutscher Klimapolitik Ausgabe 2020, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit, 2020
- [4] Erneuerbare Energien in Zahlen. Nationale und internationale Entwicklung im Jahr 2021, Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz, 2022
- [5] Holzenergie in Deutschland Status Quo und Potentiale Nr. 82, Jörg, M., Ryotaro Kajimura, Nils, B. u. Janet, Witt, Thomas, Horschig, 2017
- [6] Verschärfte Nachhaltigkeitskriterien für Energieholz in der RED III. Nachtrag zum Abschluss der Trilog-Verhandlungen vom 29.03.2023, C.A.R.M.E.N. e.V., 2022
- [7] Kaltschmitt, M., Hartmann, H. u. Hofbauer, H.: Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. Berlin: Springer 2009
- [8] Karl, J.: Dezentrale Energiesysteme. Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt. München, Wien: Oldenbourg 2006
- [9] T. Hermann, J. Geier-Pippig u. C. Schweigler: Sorption heat pump for flue gas condensation of biomass-fired boilers. International Congress on Refrigeration. Montreal, Kanada 2019
- [10] Handbuch Bioenergie-Kleinanlagen. Gülzow: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe 2003
- [11] Kesselkennwerte: Firma Hargassner, HARGASSNER GmbH, 2018
- [12] DIN EN ISO 18125:2017-08, Biogene Festbrennstoffe\_- Bestimmung des Heizwertes (ISO\_18125:2017); Deutsche Fassung EN\_ISO\_18125:2017
- [13] Heizwerttabellen für verschiedene Holzarten, K. Reisinger, D. K., 2015
- [14] Erprobung der Brennwerttechnik bei häuslichen Holzhackschnitzelfeuerungen mit Sekundärwärmetauscher, Hartmann, H., Roßmann, P., Link, H. u. Marks, A., Straubing 2004
- [15] Baehr, H. D. u. Kabelac, S.: Thermodynamik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2009
- [16] Martin, K., Hans, H. u. Hermann, H.: Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2016
- [17] Joos, F.: Technische Verbrennung. Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006
- [18] Gundermann, M., Raab, F., Raab, D. u. Botsch, T. W.: Investigation of the heat transfer coefficient during the condensation of small quantities of water vapour from a mixture with a high proportion of non-condensable gas in a horizontal smooth tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 170 (2021), S. 121016
- [19] Wang, Y., Zhao, Q., Zhou, Q., Kang, Z. u. Tao, W.: Experimental and numerical studies on actual flue gas condensation heat transfer in a left–right symmetric internally finned tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 64 (2013), S. 10–20
- [20] Deutsches Institut für Normung: DIN EN ISO 17225-4, Biogene Festbrennstoffe - Brennstoffspezifikationen und -klassen. Teil 4, Klassifizierung von Holzhackschnitzel (ISO 17225-4:2021). = Solid biofuels - fuel specifications and classes. Part 4, Graded wood chips (ISO 17225-4:2021). Deutsche Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2021
- [21] Deutsches Institut für Normung: DIN EN ISO 17225-2, Biogene Festbrennstoffe - Brennstoffspezifikationen und -klassen. Teil 2, Klassifizierung von Holzpellets (ISO 17225-2:2021). = Solid biofuels - fuel specifications and classes. Part 2, Graded wood pellets (ISO 17225-2:2021). Deutsche Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2021

- [22] Montage- und Bedienungsanleitung Montage- und Bedienungsanleitung Brennvwert-Wärmetauscher für T4 24-50, Fröling GesmbH, 2017
- [23] Produktdatenblatt-Thermic Remover, Rennergy Systems AG, Buchenberg
- [24] Rauchgaskondensation aus Biomassekesseln mit einer multifunktionalen Tau- und Feinstaubabscheidung, Walter, H., Haider, M., Huber, D., Beckmann, G. u. Fesharaki Morteza, Pallisch, Jürgen, Wien 2011
- [25] Hargassner Ges.mBH: Nano-PK plus Kondenswärmetauscher, 2017. [www.hargassner.com](http://www.hargassner.com)
- [26] Gaderer, M.: Wärmeversorgung mit fester Biomasse bei kleiner Leistung, TU-München Dissertation. München 2007
- [27] Grundlagen der Abgaskondensation bei Biomassefuerungen. Schlussbericht, Neuenschwader, P., Good, J., Nussbaumer, T., 1998
- [28] Alefeld, G. u. Radermacher, R.: Heat conversion systems. Boca Raton: CRC Press 1994
- [29] Herold, K. E., Radermacher, R. u. Klein, S. A.: Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press 2016
- [30] Ziegler, F.: Sorptionswärmepumpen. Zugl.: München, Techn. Univ., Habil.-Schr., 1997. Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Bd. 57. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein 1997
- [31] Schweigler, C.: Kälte aus Fernwärme. Konzept, Auslegung und Betrieb der Single-Effect/Double-Lift-Absorptionskälteanlage, TU-München Dissertation. München 1999
- [32] Cudok, F., Giannetti, N., Ciganda, J. L. C., Aoyama, J., Babu, P., Coronas, A., Fujii, T., Inoue, N., Saito, K., Yamaguchi, S. u. Ziegler, F.: Absorption heat transformer - state-of-the-art of industrial applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 141 (2021), S. 110757
- [33] G. Feuerecker: Entropieanalyse für Wärmepumpensysteme: Methode und Stoffdaten, Technische Universität Dissertation 1994
- [34] McNeely, L. A.: Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. In: ASHRAE Transactions, 413–434, 1979
- [35] S. Plura: Entwicklung einer zweistufigen Absorptionskältemaschine zur effizienten Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, Dissertation 2008
- [36] Alefeld, G.: Regeln für den Entwurf von mehrstufigen Absorptionswärmepumpen. Brennstoff-Wärme-Kraft (1982) Bd. 34, Nr. 2, S. 64–73
- [37] Ziegler, F. u. Alefeld, G.: Coefficient of performance of multistage absorption cycles. International Journal of Refrigeration 10 (1987) 5, S. 285–295
- [38] Kühn, A.: Thermally driven heat pumps for heating and cooling. Berlin: Univ.-Verl. der TU 2013
- [39] EAW Energieanlagenbau GmbH: Unternehmenswebseite. <https://www.eaw-energieanlagenbau.de/home.html>, abgerufen am: 15.12.2022
- [40] W. Baelz & Sohn GmbH & Co.: Unternehmenswebseite. <https://www.baelz.de/>, abgerufen am: 15.12.2022
- [41] Elise Estiot: Behältersieden von wässriger Lithiumbromidlösung - Untersuchung zur Entwicklung kompakter Absorptionskältemaschinen, Technische Universität München Dissertation 2009
- [42] US64394323A
- [43] J. Albers, F. Z.: Balancing the Absorber and Thermosyphon Desorber Activity of a Solar Driven Absorption Chiller. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference 2008. 2008
- [44] Endbericht FluePump, Wagner, P., Rieberer, R. u. Höger, A., 2019
- [45] Eichinger, S., Storch, T., Grab, T., Fieback, T. u. Gross, U.: Investigations of the spreading of falling liquid films in inclined tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer 119 (2018), S. 586–600
- [46] El-Genk, M. S. u. Saber, H. H.: Minimum thickness of a flowing down liquid film on a vertical surface. International Journal of Heat and Mass Transfer 44 (2001) 15, S. 2809–2825

- [47] Witte, K.: Experimentelle Untersuchungen zum Sieden in Metallfaserstrukturen im Bereich niedriger Drücke, Technische Universität Darmstadt Dissertation. Darmstadt 2016
- [48] Volmer, R., Eckert, J., Földner, G. u. Schnabel, L.: Evaporator development for adsorption heat transformation devices – Influencing factors on non-stationary evaporation with tube-fin heat exchangers at sub-atmospheric pressure. *Renewable Energy* 110 (2017), S. 141–153
- [49] Lanzerath, F., Seiler, J., Erdogan, M., Schreiber, H., Steinhilber, M. u. Bardow, A.: The impact of filling level resolved: Capillary-assisted evaporation of water for adsorption heat pumps. *Applied Thermal Engineering* 102 (2016), S. 513–519
- [50] Seiler, J., Lanzerath, F., Jansen, C. u. Bardow, A.: Only a wet tube is a good tube: understanding capillary-assisted thin-film evaporation of water for adsorption chillers. *Applied Thermal Engineering* 147 (2019), S. 571–578
- [51] Endbericht ActiveCond. Aktive Abgaskondensation mit Wärmepumpen zur Effizienzsteigerung bei seriennahen, automatisch beschickten Biomassefeuerungen, Hebenstreit, B., Schnetzinger Rosemarie u. Höftberger, E.
- [52] Bittrich, P. u. Hebecker, D.: Integration offener Absorptionskreisprozesse zur kombinierten Wärmenutzung und Entfeuchtung in technologischen Systemen. *Chemie Ingenieur Technik* 75 (2003) 5, S. 576–580
- [53] Bachmann, T.: Beitrag zur Entwicklung eines offenen Absorptionskreisprozesses zur Wärmerückgewinnung bei Biomasserauchgasen, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg Dissertation. Halle-Wittenberg 2012
- [54] Steinbrück, M.: Beitrag zur Abwärmenutzung mit offenen Absorptions – Kreisprozessen, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg Dissertation 2015
- [55] EP0857923 (A2)
- [56] Konzeptverbesserung bei der Systemtechnik von Biomasse-Kleinfeuerungsanlagen, Kunde, R., Adeili, M. u. Kuckelkorn, J., 2013
- [57] Biomasse betriebenes Wärmepumpen- und Kälteanlagen-system, Kausche, M., 2021
- [58] Izquierdo, M. u. Tinaut, D.: solar-heated absorption system: experimental results for summer period 1984. In: Ponencian, Poster and Proceedings of the XXIII Renc Int COMPLES: la Energía Solar en la Cooperación Norte-Sur
- [59] Syed, A., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A. u. Tozer, R.: A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 6, S. 859–871
- [60] J. Albers, F. Ziegler u. F. Astrubali: Investigation into the influence of the cooling water temperature on the operating conditions of thermosyphon generators. In: *International Sorption Heat Pump Conference 2005*
- [61] Untersuchungen von Absorptionskälteanlagen kleiner Leistungen mit thermosiphonischen und mechanischen Antriebskonzepten, Daßler, I., 2016
- [62] Riepl, M. G.: Naturumlaufstreiber für mehrstufige Absorptionswärmepumpen - Untersuchung von Wärmeübertragung und Strömungsverhalten im Siederohr. *Energietechnik*. München: Dr. Hut 2022
- [63] Kren, C.: flue gas fired absorption chillers, TU-München Dissertation. München 2008
- [64] C.A.R.M.E.N. e.V.: Marktpreise Hackschnitzel-Preisentwicklung bei Waldhackschnitzeln. <https://www.carmen-ev.de/>, abgerufen am: 29.12.2022
- [65] Hermann, T., Glöckner, D., Bauer, M. u. Schweigler, C.: Absorptionswärmepumpe zur Brennwertnutzung an Biomasseheizkesseln – Untersuchungen an Thermosiphon-Desorber und Rieselfilmverdampfer. In: *Tagungsband Deutsche Kälte- und Klimatagung 2022*, Magdeburg
- [66] Numrich, R.: Kondensation von Mehrstoffgemischen. In: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin: Springer Vieweg 2013, S. Kapitel J2
- [67] Numrich, R. u. Müller J.: J1 Filmkondensation reiner Dämpfe. In: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin: Springer Vieweg 2013
- [68] Günter Schnabel: M3 Wärmeübergang an senkrechten Rieselfilmen. In: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin: Springer Vieweg 2013, S. 1475–1482

- [69] Florine Giraud: Vaporization of water at subatmospheric pressure : Fundamentals of boiling phenomena and path towards the design of compact evaporators for sorption chillers, INSA de Lyon Dissertation 2015
- [70] Li, W., Wu, X.-Y., Luo, Z. u. Webb, R. L.: Falling water film evaporation on newly-designed enhanced tube bundles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 13-14, S. 2990–2997
- [71] Fernández-Seara, J. u. Pardiñas, Á. Á.: Refrigerant falling film evaporation review: Description, fluid dynamics and heat transfer. *Applied Thermal Engineering* 64 (2014) 1-2, S. 155–171
- [72] K. Dialer: Die Wärmeübertragung beim Naturumlaufverdampfer, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich Dissertation. Zürich 1983
- [73] Baehr, H. D. u. Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2016
- [74] Mayinger, F.: Blasenbildung und Wärmeübergang beim Sieden in freier und erzwungener Konvektion. *Chemie Ingenieur Technik* 47 (1975) 18, S. 737–748
- [75] Lienhard, IV, J. H. and Lienhard, V, J. H.: A heat transfer textbook. Cambridge, MA: Phlogiston Press 2020
- [76] Mayinger, F.: Zweiphasen-Rohrströmung. *CZ-Chemie-Technik* (1972) 1, S. 7–12
- [77] Mayinger, F.: Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen. Wien: Springer 1982
- [78] Schmidt, H.: L2.1 Berechnung der Phasenanteile bei Gas-Flüssigkeitsströmungen. In: Stephan, P., Kabelac, S., Kind, M., Mewes, D., Schaber, K. u. Wetzel, T. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Springer Reference Technik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, S. 1439–1448
- [79] Zuber, N. u. Findlay, J. A.: Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems. *Journal of Heat Transfer* 87 (1965) 4, S. 453–468
- [80] Müller, U.: Strömungen mit mehreren Phasen. In: Oertel, H. (Hrsg.): Prandtl - Führer durch die Strömungslehre. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2017, S. 477–542
- [81] Morooka, S., Ishizuka, T., Iizuka, M. u. Yoshimura, K.: Experimental study on void fraction in a simulated BWR fuel assembly (evaluation of cross-sectional averaged void fraction). *Nuclear Engineering and Design* 114 (1989) 1, S. 91–98
- [82] Spurk, J. u. Aksel, N.: Strömungslehre. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019
- [83] Kraume, M.: Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik. Grundlagen und apparative Umsetzungen. VDI Verfahrenstechnik. Berlin: Springer Vieweg 2012
- [84] R. Lockhart u. R. Martinelli: Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress* (1949) 45, S. 39–48
- [85] Xu, Y. u. Fang, X.: A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 7, S. 2039–2050
- [86] Friedel, L.: Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *3R international* 18 (1979) 7, S. 485–491
- [87] Chen, J. C.: Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* 5 (1966) 3, S. 322–329
- [88] Steiner, D. u. Taborek, J.: Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model. *Heat Transfer Engineering* 13 (1992) 2, S. 43–69
- [89] Kutateladze, S. S.: Boiling heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 4 (1961), S. 31–45
- [90] Kutateladze, S. S. (Hrsg.): Fundamentals of heat transfer. London: Arnold 1963
- [91] Gnielinski, V.: G1 Wärmeübertragung bei erzwungener Konvektion: Durchströmte Rohre. In: Stephan, P., Kabelac, S., Kind, M., Mewes, D., Schaber, K. u. Wetzel, T. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Springer Reference Technik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, S. 803–811
- [92] Kind, M. u. Saito, Y.: H3.5 Strömungssieden gesättigter, reiner Flüssigkeiten. In: Stephan, P., Kabelac, S., Kind, M., Mewes, D., Schaber, K. u. Wetzel, T. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas.

- Springer Reference Technik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, S. 989–1014
- [93] S. Klein: Engineering Equation Solver. F-Chart Software
- [94] Pacher, M. u. Sturm, C.: Rauchgasbeheizter Rieselfilmverdampfer einer Absorptionswärmepumpe zur Brennwertnutzung an Biomassekesseln, Masterarbeit. Hochschule München 2021
- [95] Gnielinski, V.: G2 Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt und im ebenen Spalt. In: VDI-Wärmeatlas. Berlin: Springer Vieweg 2013
- [96] Webb, R. L., Narayanamurthy, R. u. Thors, P.: Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical-Rib Roughness. *Journal of Heat Transfer* 122 (2000) 1, S. 134–142
- [97] Ingenieurbüro Dolder: Mollier-h-x-Diagramm für feuchte Luft - Druck 1.013 bar. [https://www.dolder-ing.ch/wissen/Lueftung-Klima/h-x-diagramm/Mollier\\_h-x-diagramm\\_index.htm](https://www.dolder-ing.ch/wissen/Lueftung-Klima/h-x-diagramm/Mollier_h-x-diagramm_index.htm), abgerufen am: 20.12.2023
- [98] Zeynali Famileh, I. u. Abolfazli Esfahani, J.: Experimental investigation of wet flue gas condensation using twisted tape insert. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 108 (2017), S. 1466–1480
- [99] Saha, S. K., Ranjan, H., Emani, M. S. u. Bharti, A. K.: Insert Devices and Integral Roughness in Heat Transfer Enhancement. Cham: Springer International Publishing 2020
- [100] Estiot, E., Natzer, S., Behr, C., Eichel, P., Kren, C. u. Schweigler, C.: Wärmetauscherentwicklung für kompakte Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlagen. In: Tagungsbericht der deutschen Kälte-Klima-Tagung, Bremen, 2006, AA.II 1.17
- [101] Richter, L., Kemmerzehl, C., Otto, M. u. Safarik, M.: Entwicklung asymmetrischer Plattenwärmeübertrager für die Bedingungen in Wasser-Lithiumbromid-Absorptionskälteanlagen und deren Anwendung. In: Tagungsbericht der deutschen Kälte-Klima-Tagung, Aachen, 2018, AA.II 1.14
- [102] Bierling, B.: Untersuchung des thermohydraulischen Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten, Universität Stuttgart Dissertation. Stuttgart 2019
- [103] Rattner, A. S. u. Garimella, S.: Coupling-fluid heated bubble pump generators: Experiments and model development. *Science and Technology for the Built Environment* 21 (2015) 3, S. 332–347
- [104] Boure, J. A., Bergles, A. E. u. Tong, L. S.: Review of two-phase flow instability. *Nuclear Engineering and Design* 25 (1973) 2, S. 165–192
- [105] Durga Prasad, G. V., Pandey, M. u. Kalra, M. S.: Review of research on flow instabilities in natural circulation boiling systems. *Progress in Nuclear Energy* 49 (2007) 6, S. 429–451
- [106] Kessler, M.: Flow instabilities in a vertical tube reboiler. *Advanced Computational Methods and Experiments in Heat Transfer XIII. WIT Transactions on Engineering Sciences*. WIT Press Southampton, UK 2014, S. 325–335
- [107] Tong, L. L., Shao, G., Yuan, K. u. Cao, X. W.: An experimental study on geysering phenomena induced by buoyancy in a heating system. *Annals of Nuclear Energy* 63 (2014), S. 129–137
- [108] Möhrke, P. u. Runge, B.-U.: Arbeiten mit Messdaten. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2020
- [109] Taylor, J. R.: Fehleranalyse. Eine Einführung in die Untersuchung von Unsicherheiten in physikalischen Messungen. Weinheim: VCH 1988