

# **Beitrag zur Abwärmenutzung mit offenen Absorptions – Kreisprozessen**

Dissertation

zur Erlangung des  
Doktorgrades der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

dem Zentrum für Ingenieurwissenschaften

der  
Martin-Luther-Universität  
Halle-Wittenberg

vorgelegt

von Matthias Steinbrück  
geb. am 16.08.1970 in Dresden

Tag der Verteidigung:	04.11.2015
1. Gutachter:	Prof. Dr. – Ing. habil. D. Hebecker
2. Gutachter:	Prof. Dr. – Ing. K. Schaber





## Danksagung

Meinem verehrten Lehrer, Herrn Prof. Dr. – Ing. habil. D. Hebecker, danke ich für die Bereitstellung des Themas und die umfassende wissenschaftliche Betreuung während der Erstellung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr. – Ing. K. Schaber, Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik Universität Karlsruhe, danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens.

Außerdem danke ich allen Kolleginnen und Kollegen des Zentrums für Ingenieurwissenschaften, Abt. Energietechnik, für die stets gewährte Unterstützung.

Mein besonderer Dank gilt Frau Prof. Dr. – Ing. habil. P. Bittrich für die vielen Diskussionen und Anregungen.

Frau U. Mentzel und Herrn Dipl. – Ing. H. Köcke danke ich für die tatkräftige Unterstützung bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen.

Würzburg, Januar 2016

# Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis.....	V
<b>1. Einordnung und Zielstellung der Arbeit .....</b>	<b>1</b>
1.1. <i>Offene Absorptionsprozesse und Energieeinsparung</i> .....	3
1.1.1. Betriebscharakteristik der Absorption .....	5
1.1.2. Reversibilität der Absorption .....	8
1.2. <i>Kostensenkungsmöglichkeiten bei offenen Absorptionskreisprozessen</i> .....	10
1.3. <i>Technische Gestaltung des Absorbers von offenen Absorptionskreisprozessen</i> .....	13
1.3.1. Effektive Gestaltung von Absorbieren .....	13
1.3.2. Möglichkeiten der reversibilitätsnahen und offenen Prozessführung .....	14
1.3.3. Unterschiede zwischen offener und geschlossener Prozessführung .....	16
1.3.4. Konstruktive Gestaltung.....	18
<b>2. Anwendung der Wärmetransformation zur Energieeinsparung .....</b>	<b>21</b>
2.1. <i>Stoffsysteme für die Wärmetransformation und ihre Anwendbarkeit für offene Systeme</i> .....	21
2.2. <i>Experimentelle Untersuchungen offener Sorptionskreisprozesse oSKP (am Beispiel BHKW)</i> .....	22
2.2.1. Wirkungsgradsteigerung eines BHKW durch Einsatz eines offenen Absorptionskreisprozesses..	22
2.2.2. Heizungsanlage des Betriebes und Integration der Versuchsanlage .....	23
2.2.3. Versuchsanlage .....	25
2.2.4. Messtechnik .....	26
2.2.5. Experimentelle Ergebnisse .....	26
2.2.6. Anfahrverhalten der Anlage .....	27
2.2.7. Einfluss der Heizungsrücklauftemperatur .....	30
2.3. <i>Bewertung offener Sorptionskreisprozesse am Beispiel BHKW</i> .....	32
2.3.1. Berechnung und Simulation .....	32
2.3.2. Energetische Bewertung .....	38
2.3.3. Technische und wirtschaftliche Bewertung von oSKP mit dem Arbeitsstoffsystem LiBr-H <sub>2</sub> O .....	39
2.4. <i>Calciumnitrat – Wasser als Arbeitsstoffsystem für offene Sorptionskreisprozesse</i> .....	40
2.4.1. Ionenwechselwirkungsmodell nach Pitzer für Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> – Lösungen.....	40
2.4.2. Ionenwechselwirkungsmodell nach Archer für Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> – Lösungen.....	41
2.5. <i>Technische und wirtschaftliche Bewertung von oSKP mit dem Arbeitsstoffsystem Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub> – Wasser</i>	43
2.5.1. Simulation und Vergleich mit LiBr – Wasser .....	43
2.6. <i>Schlussfolgerung</i> .....	45
<b>3. Experimentelle Untersuchungen eines Steigfilmabsorbers .....</b>	<b>47</b>
3.1. <i>Ziele der experimentellen Untersuchungen</i> .....	47
3.2. <i>Absorberkonstruktion</i> .....	47
3.2.1. Versuchsanlage .....	49
3.3. <i>Experimentelle Daten zum Wärmeübergangsverhalten</i> .....	52
3.3.1. Wärmeübergang im Wellrohrschlauch .....	52
3.3.2. Randbedingungen Absorbereintritt .....	58
3.3.3. Einfluss des Kühlwasserdurchsatzes .....	60
3.3.4. Einfluss des Lösungsdurchsatzes .....	63
3.3.5. Einfluss der Lösungskonzentration.....	64
3.3.6. Einfluss des Gasdurchsatzes.....	65

3.4.	<i>Experimentelle Daten zur Hydrodynamik</i> .....	66
3.4.1.	Untersuchungen zum Flüssigkeits-Holdup .....	66
3.4.2.	Verweilzeitverhalten .....	67
3.4.3.	Druckverlustbestimmung.....	69
3.5.	<i>Fazit</i> .....	75
<b>4.</b>	<b>Modellierung des Steigfilmabsorbers</b> .....	<b>77</b>
4.1.	<i>Modellierung der Hydrodynamik</i> .....	77
4.1.1.	Anpassung an die Apparategeometrie.....	79
4.1.2.	Anpassung an die Betriebsparameter .....	80
4.1.3.	Vergleich mit experimentellen Daten .....	81
4.1.4.	Druckverlust .....	84
4.2.	<i>Modellierung des Stoff- und Wärmeübergangs im Steigfilmabsorber</i> .....	86
4.2.1.	Anpassung des Modells an die Apparategeometrie.....	89
4.2.2.	Modell mit Rückvermischung.....	89
4.3.	<i>Vergleich mit experimentellen Daten</i> .....	90
4.4.	<i>Wertung der experimentellen und theoretischen Ergebnisse und Ausblick</i> .....	98
<b>5.</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>100</b>
<b>6.</b>	<b>Summary</b> .....	<b>104</b>
<b>7.</b>	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>108</b>
<b>8.</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>114</b>
8.1.	<i>Stoffdaten</i> .....	114
8.1.1.	Stoffdaten für flüssiges Wasser [88] .....	114
8.1.2.	Stoffdaten für wässrige Calciumnitratlösung [52, 53, 58, 89, 90].....	117
8.2.	<i>Messtechnik der Versuchsanlage „BHKW mit integrierter Kälteerzeugung“</i> .....	120
8.3.	<i>Messtechnik der Versuchsanlage „Gekühlter Gleichstromabsorber“</i> .....	122
8.4.	<i>Bilanzen zur Simulation der Hochtemperaturbrennwertnutzung am BHKW</i> .....	124

## Symbolverzeichnis

A	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
a <sub>T</sub>	Temperaturleitfähigkeit	[m <sup>2</sup> /s]
c	Konzentration	[kmol / m <sup>3</sup> ]
c <sub>p</sub>	spezifische Wärmekapazität	[kJ / kg K]
D	Diffusionskoeffizient	[m <sup>2</sup> / s]
d	Durchmesser	[m]
d <sub>h</sub>	hydraulischer Durchmesser	[m]
dp	Druckverlust, Druckdifferenz	[kPa]
f	Lösungsumlauf	[kg / kg]
g	Fallbeschleunigung	[m / s <sup>2</sup> ]
g	spezifische freie Enthalpie	[kJ / kg K]
g	Hilfsfunktion	[-]
G	Freie Enthalpie	[kJ]
H	Höhe	[m]
H	Enthalpie	[kJ]
H <sub>u</sub>	unterer Heizwert	[kJ / m <sup>3</sup> ]
h	spezifische Enthalpie	[kJ / kg]
h	Hilfsfunktion	[-]
Δ <sub>v,h</sub>	spezifische Verdampfungsenthalpie	[kJ / kg]
I	Ionenstärke	[kmol / kg]
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W / m <sup>2</sup> K]
l	Länge	[m]
L	Länge	[m]
m	Molalität	[kmol / kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ]
<i>m</i>	Massenstrom	[kg / h]
M	molare Masse	[kg / kmol]
N	Stoffmenge	[kmol]
$\dot{N}$	Stoffmengenstrom	[kmol / h]
<i>n</i>	Stoffmengenstromdichte	[kmol / m <sup>2</sup> h]
p	Druck	[kPa]
p <sub>i</sub>	Partialdruck	[kPa]
p <sub>s</sub>	Sättigungsdruck	[kPa]
Q	Wärme	[kJ]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[kW]
R	Gaskonstante	[kJ / kmol K]
S	Entropie	[kJ / K]
s	spezifische Entropie	[kJ / K kg]
T	thermodynamische Temperatur	[K]
t	Celsiustemperatur	[°C]
V	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{W}$	Wärmekapazitätsstrom	[kJ / K s]
w	Geschwindigkeit	[m / s]
x	Stoffmengenanteil in der Flüssigphase	[-]
x <sub>tr,L</sub>	Wassergehalt pro kg trockener Luft	[kg / kg]
$\dot{x}$	Strömungsdampfgehalt	[kg s m <sup>2</sup> / kg s m <sup>2</sup> ]
y	Stoffmengenanteil in der Gasphase	[-]

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W / m <sup>2</sup> K]
$\beta$	Stoffübergangskoeffizient	[m / s]
$\gamma$	Aktivitätskoeffizient	-
$\Delta$	Differenz	[K]
$\delta$	Filmdicke	[m]
$\eta$	dynamische Viskosität	[kg / m s]
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[W / m K]
$\lambda$	Luftüberschusszahl	[-]
$\mu$	chemisches Potential	[kJ / kg]
$\nu$	kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> / s]
$\nu$	Molanzahl	[-]
$\xi$	Lösungskonzentration / Massenbruch	[%]
$\rho$	Dichte	[kg / m <sup>3</sup> ]
$\rho$	Gemischdichte	[kg / m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Zeitkonstante	[--]
$\varphi$	Luftfeuchte, rel.	[-]
$\Gamma$	Berieselungsstärke	[kg / m s]
$\Phi$	Osmotischer Koeffizient, Zweiphasenmultiplikator	-

## Indizes / Abkürzungen

a	Anion
A	Austritt
Abs	Absorber, Absorption
aL	arme Lösung
ASS	Arbeitsstoffsystem
Br	Brennstoff
c	Kation
D	Dampf
Des	Desorber
E	Eintritt
F	Film
ex	Exzeßanteil
f.L.	feuchte Luft
Gem	Gemisch
G	Gas
GG	Gleichgewicht
HUP	Holdup
HTBWN	Hochtemperaturbrennwertnutzung
i	Spezies
IG	Inertgas
j	Spezies
k	Spezies
krit	kritisch
KW	Kühlwasser (entspricht Nutzwärme)
L	Luft
Lös	Lösung
ML	Mischlösung
oAKP	Offener Absorptionskreisprozess
oAWP	Offene Absorptionswärmepumpe
oSKP	Offener Sorptionskreisprozess
Ph	Phasengrenze
0	Anfang
RL	Rücklauf
RG	Rauchgas / Abgas
RK	Rührkessel



RZ	Rezirkulation
RZR	Rezirkulationsrate
SR	Strömungsrohr
tr.L.	trockene Luft
tt	turbulent (gas), turbulent (flüssig)
VL	Vorlauf
WD	Wasserdampf
WS	Wellrohrschlauch
WT	Wärmeträger (öl)
Wü	Wärmeübertragung

#### **Dimensionslose Kennzahlen**

Le	Lewis – Zahl
Nu	Nußelt – Zahl
Pr	Prandtl – Zahl
Re	Reynolds – Zahl
Sc	Schmidt – Zahl
Sh	Sherwood – Zahl



## 1. Einordnung und Zielstellung der Arbeit

Der Jahresenergiebedarf der BRD wird zum überwiegenden Teil aus fossilen Rohstoffen gedeckt [73]. Über die Hälfte dieses Energiebedarfes wird jedoch als Niedertemperaturheizwärme benötigt. Fossile Brennstoffe sind jedoch ausschließlich Hochtemperaturrenergieträger, nicht in unendlichem Umfang vorhanden und können bei ihrer Umwandlung in die gewünschte Nutzenergieform zu den unterschiedlichsten Problemen führen (z.B. CO<sub>2</sub> – Problematik, SO<sub>2</sub> – Ausstoß von Kohlekraftwerken, Schadstoffe, Staub u.ä.). Andererseits können nach heutigem Stand der Technik alternative Technologien der Energieerzeugung nur einen Bruchteil der benötigten Energien bereitstellen [73]. Ein rationeller Umgang mit Energieträgern ist deshalb in allen Stufen, von der Umwandlung des Primärenergieträgers bis hin zum Verbraucher, erforderlich. Ein wesentlicher Aspekt ist die Vermeidung bzw. Minderung des Einsatzes von Brennstoffen zur Niedertemperaturwärmeerzeugung. Dafür sind prinzipiell drei Wege möglich,

- Minderung des Bedarfs,
- Erhöhung der Erzeugungseffizienz,
- Nutzung von Abwärme.

Die Minderung des Wärmebedarfes zielt vor allem auf die Erhöhung der Nutzungseffizienz und die Wärmedämmung von Wohn- und Geschäftshäusern, Rohrleitungen, Apparaten und Anlagen ab.

Die Effizienz der Erzeugung von Niedertemperaturwärme aus fossilen und regenerativen Primärenergieträgern kann durch die Anwendung gekoppelten Erzeugung von Elektroenergie und Heizwärme oder die Kraft-Wärme-Kältekopplung verbessert werden.

Bei vielen Stoff- und Energiewandlungsprozessen fallen erhebliche Abwärmeströme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus an. Eine weitergehende energetische Nutzung dieser Abwärme kann sowohl direkt, als auch durch einen anschließenden Wärmetransformationsprozess realisiert werden.

Eine direkte Abwärmenutzung setzt voraus, dass ein geeignetes Nutzwärmetemperaturniveau, entweder im Prozess selbst (z.B. bei der regenerativen Verbrennungsluftvorwärmung) oder in einem angrenzenden Prozess (z.B. Brauchwassererwärmung durch Abwärmenutzung von Kältemaschinen) vorhanden ist. Das Nutzwärmetemperaturniveau kann als geeignet bezeichnet werden, wenn es durch einen einfachen Wärmeübertragungsprozess auf ökonomisch sinnvolle Weise von der anfallenden Abwärme bedient werden kann und nicht mit zu großen thermodynamischen Verlusten verbunden ist. Die dafür entwickelten Werkzeuge sind die Wärmereneration und –integration, z.B. mittels Pinch-Point-Methode.

Im Gegensatz zur direkten Abwärmenutzung, welche auf Grund der einfachen Wärmeübertragung, die zur Verfügung stehende Triebkraft durch Irreversibilitäten abbaut, steht die Wärmetransformation, deren theoretische Grundlagen von *Altenkirch* [35] und *Nesselmann* [47] aufgedeckt wurden und die partielle Nutzung der Abwärme auf einem höheren Temperaturniveau ermöglicht. Wärmetransformation liegt immer dann vor, wenn das vorhandene Antriebspotential zumindest teilweise dazu genutzt wird, um eine andere Wärme mit geringerem Temperaturniveau, aufzuwerten. Zur Realisierung dieser Aufwertung muss die zur Verfügung stehende Antriebswärme, zumindest teilweise, entwertet werden. An den Wärmetransformationsprozessen ist immer Wärme auf mindestens drei verschiedenen Temperaturniveaus beteiligt, wobei das hohe Temperaturniveau auch durch mechanische Arbeit dargestellt werden kann, da sich Arbeit als Wärme mit

unendlich hoher Temperatur auffassen lässt [9]. Als klassisches Beispiel kann hier die Kompressionskältemaschine genannt werden, da bei ihr die benötigte Antriebsenergie in Form von mechanischer Energie zugeführt wird. Zur verlustarmen Versorgung mit Niedertemperaturwärme kommen verschiedene Möglichkeiten der Wärmetransformation in Betracht.

Die Wärmetransformation kann nach einem Vorschlag von *Hebecker* in Syn- und Disproportionierungsprozesse eingeteilt werden [10].

Bei den Synproportionierungsprozessen wird eine Wärme der niedrigen Temperatur  $T_0$  (Abwärme oder Umgebungswärme) unter Aufwendung einer Wärme der hohen Temperatur  $T_h$  auf ein mittleres Temperaturniveau  $T_m$ , das z.B. für Heizzwecke geeignet ist, angehoben.

Die Disproportionierungsprozesse nehmen dagegen eine Wärme des mittleren Temperaturniveaus  $T_m$  auf, transformieren einen Teil davon auf das höhere Niveau  $T_h$ , z.B. das Nutztemperaturniveau, und werten den Rest, der an die Umgebung abgegeben werden muss, auf die niedrigere Temperatur  $T_0$  ab [10].

Die Absorptionswärmepumpe und der Wärmetransformator sind jeweils ein Beispiel für die Syn- und die Disproportionierung.

Bei der Abwärmenutzung durch Wärmetransformationsprozesse liegt die zur Verfügung stehende Antriebsenergie nämlich Wärme, häufig fest (je nach Art des Transformationsprozesses, hohes Temperaturniveau oder mittleres Temperaturniveau).

Wärmetransformationsprozesse können deshalb bevorzugt durch verschiedene Formen von Sorptionsprozessen realisiert werden. Neben Chemie- und Adsorptionsprozessen spielen die Absorptionsprozesse die größte Rolle.

Die Absorptionskreisprozesse können nach dem erzielten Nutzen zweckmäßigerweise in Absorptionskältemaschinen, Absorptionswärmepumpen und Absorptionswärmetransformatoren eingeteilt werden.

Die überwiegende Mehrzahl dieser Prozesse sind geschlossene Prozesse, d.h. es findet nur ein Energieaustausch zwischen dem System und der Umgebung statt. Liegt dagegen ein ständiger Stoffeintrag und Stoffaustrag aus dem System vor, spricht man von offenen Absorptionsprozessen.

Als Arbeitssysteme für Absorptionskreisprozesse haben sich in der Vergangenheit besonders die Stoffsysteme Ammoniak-Wasser und Wasser-Lithiumbromid, die sich auf Grund der Eigenschaften des Arbeitsmittels, Ammoniak bzw. Wasser, in ihren Anwendungseigenschaften wesentlich unterscheiden, durchsetzen können. So sind wässrige Systeme wegen des Gefrierpunktes von Wasser und des relativ niedrigen Dampfdruckes von 6,1 mbar bei 0°C vorzugsweise auf den Einsatz im Klimakälte- und Niedertemperaturwärmebereich beschränkt. Andererseits treten in vielen Prozessen der Lebensmittelindustrie, der Biotechnologie und der Land- und Forstwirtschaft Feuchtgüter, wässrige Lösungen, Wasserdampf und wasserdampfhaltige Gasströme auf, die in den Transformationsprozess integriert werden können.

Offene Absorptionskreisprozesse arbeiten deshalb praktisch ausschließlich mit wässrigen Arbeitssystemen und werden nachfolgend detailliert betrachtet.

### **1.1. Offene Absorptionsprozesse und Energieeinsparung**

Absorptionsprozesse sind für die Anhebung des Temperaturniveaus einer (Ab)Wärme gut geeignet und liefern damit die Basis, Kreisprozesse so zu gestalten, dass ein rationeller Energieeinsatz für eine gestellte Heizaufgabe o. ä. ermöglicht wird. Der eigentliche Transformationseffekt ist in der auftretenden Dampfdruckerniedrigung eines Gemisches aus einem Arbeitsmittel und einem Lösungsmittel, im Vergleich zum Dampfdruck des reinen Arbeitsmittels begründet und allen Sorptionsprozessen gemein.

Die erzielbare Temperaturanhebung (Temperaturhub) in einer Stufe eines Absorptionsprozesses ist direkt an die Dampfdruckerniedrigung des verwendeten Stoffsystems gekoppelt, d.h. je höher die Dampfdruckabsenkung ist, umso größer ist der erzielbare Temperaturhub.

Fällt in einem technologischen Prozess ein *feuchter* Abluftstrom an, dessen Taupunkttemperatur unter dem jeweils vorhandenen niedrigsten Nutztemperaturniveau liegt, so kann die unter Umständen erhebliche latente Wärme dieses Stromes, nur zurückgewonnen werden, wenn durch einen Wärmetransformationsprozess das Temperaturniveau dieser Latentwärme auf das entsprechende Nutztemperaturniveau angehoben wird.

Besonders häufig fallen bei Koch- und Eindampfprozessen, in Brauereien, bei Trocknungsprozessen und Verbrennungsvorgängen feuchte Abluftströme an.

Der enthaltene Wasserdampf liegt aus dem entsprechenden Prozess technologisch bedingt vor und kann direkt als Arbeitsmittel fungieren.

An verschiedenen realisierten Beispielen dieser *offenen* Absorptionswärmepumpen in Industrieprojekten konnte die Möglichkeit zur Nutzbarmachung des Wärmerückgewinnungspotentials verschiedener Prozesses praktisch nachgewiesen werden. [6, 20, 21, 36, 37, 38, 41].

In den bisher realisierten offenen Wärmepumpenanlagen (siehe Bild 1) wird das feuchte Abgas von unten in eine Absorptionskolonne geführt und im Gegenstrom zum Gas eine hygroskopische, wässrige Lösung von oben nach unten über eine Füllkörperschüttung o. ä. verrieselt. Dabei wird dem aufsteigenden Gas durch die Lösung die Feuchtigkeit entzogen. Das entfeuchtete Gas verlässt über einen Tropfenabscheider den Absorber.

Die Lösung nimmt auf dem Weg nach unten die frei werdende Absorptionswärme auf und erwärmt sich dabei auf bis zu 80 – 90 °C. Die aufgenommene Wassermenge muss zur Realisierung eines Kreisprozesses wieder aus der Lösung entfernt werden.

Dazu wird eine geringe Teilmenge der Lösung über den regenerativen Wärmeübertrager zum Desorber geführt. Dort wird unter Aufwendung einer Heizwärme  $Q_{Des}$  das im Absorber aufgenommene Wasser wieder ausgetrieben. Der entstehende relativ *reine* Wasserdampf kann im Kondensator auf mittlerem vergleichsweise, hohem Temperaturniveau niedergeschlagen werden. Dabei wird die im Desorber aufgewandte Heizwärme  $Q_{Des}$  wieder frei und kann an einen Heizwasserkreislauf o. ä. abgegeben werden. Das entstandene Kondensat wird aus dem System ausgeschleust. Die den Desorber verlassende arme Lösung, wird nach dem regenerativen Wärmeübertrager wieder dem Hauptlösungsstrom zugeführt.

Dieser Hauptlösungsstrom gibt in einem Wärmeübertrager seine im Absorber aufgenommene Wärme an den Heizkreislauf ab und wird nach Mischung mit dem Desorberteilstrom erneut dem Absorber zugeführt.

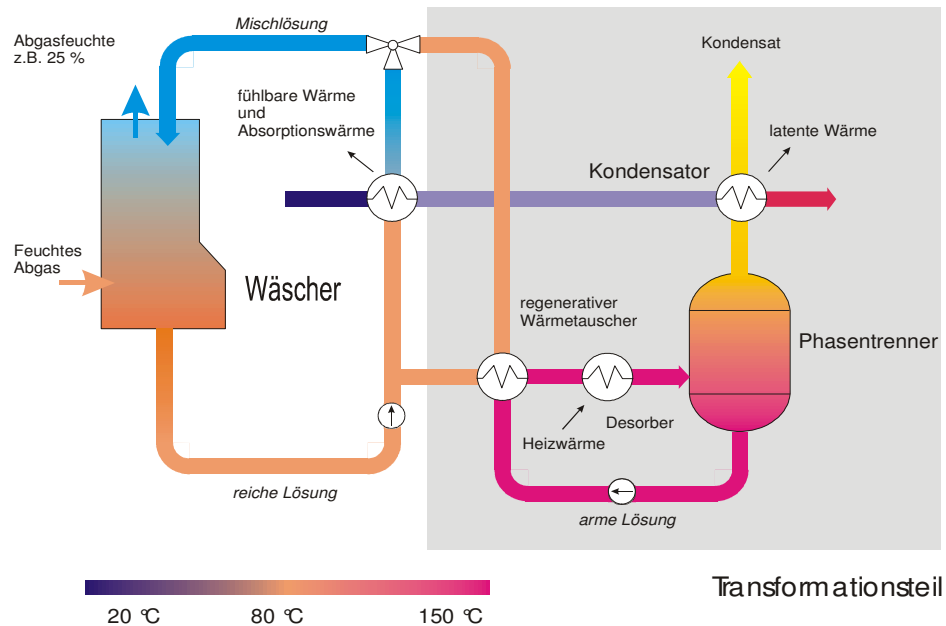


Bild 1: Schema einer offenen Absorptionswärmepumpe mit adiabatem Absorber

Maßgeblich für ein hohes Temperaturniveau der erzeugten Nutzwärme ist ein hoher Dampfgehalt der zu nutzenden Abluft und eine reversibilitätsnahe – in diesem Beispiel – adiabate Absorption.

Das Einsparpotenzial bei Abwärmenutzung nach Verbrennungsprozessen liegt bei 10 bis 15 % der Primärenergie und kann bei technologischen feuchten Abluftströmen deutlich größer sein. Diesem Nutzen stehen erhebliche apparative Aufwendungen gegenüber, die die wirtschaftlichen Einsatzmöglichkeiten stark einschränken. Vorteilhaft auf die Investitionskosten bei den offenen Absorptionswärmepumpen wirkt sich der Wegfall des Verdampfers aus, da der Arbeitsmitteldampf bereits durch den industriellen Prozess bereitgestellt wird. Trotz der relativ hohen Investitionskosten sind für offene Absorptionswärmepumpen bei hohen Benutzungszahlen teilweise Amortisationszeiten von 1 – 3 Jahren erreichbar [20].

Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit besteht darin, durch wissenschaftliche Beiträge zu dieser Technologie die Effektivität und Wirtschaftlichkeit der offenen Absorptionskreisprozesse zu verbessern.

### 1.1.1. Betriebscharakteristik der Absorption

Um eine Bewertung der verschiedenen denkbaren Absorptionsprozesse sowohl hinsichtlich ihrer Reversibilitätsnähe, als auch hinsichtlich ihrer Intensität durchführen zu können, erscheint es zweckmäßig mögliche Prozessvarianten systematisch näher zu betrachten.

Grundsätzlich lässt sich die Absorption, aus dem Blickwinkel der Wärmetransformation heraus, mittels der beiden wesentlichen Merkmale, nämlich der Art der *Wärmeabfuhr* in die adiabate und gekühlte Absorption und hinsichtlich der *Hydrodynamik* (bzw. des Phasenkontakts) in Gleichstrom- und Gegenstromabsorption einteilen.

#### Wärmeabfuhr

Da bei der Absorption sehr große Wärmeströme übergehen, spielt die Intensität und die Art und Weise, wie die Absorptionswärme abgeführt wird, eine bedeutende Rolle für die Effizienz des gesamten Wärmetransformationsprozesses.

Grundsätzlich bietet sich an, die freiwerdende Absorptionswärme entweder durch die Lösung selbst aufzunehmen (adiabater / ungekühlter Absorber), wie mit dem Stand der Technik realisiert, oder die Wärme durch installierte Wärmeübertragerflächen direkt im Absorber abzuführen (gekühlter Absorber).

#### Adiabater Absorber

Wird die Absorptionswärme (zzgl. einer eventuell vorhandenen sensiblen Wärme) im Absorber durch die Lösung selbst aufgenommen, nimmt die Lösungstemperatur mit fortschreitender Absorption immer weiter zu und erreicht am Lösungsausgang ihren Maximalwert. Da die Absorptionswärme vergleichsweise hoch ist, sind in der Regel große umlaufende Lösungsmassenströme notwendig um die gesamte Wärme aufnehmen zu können.

Der von der Lösung aufzunehmende Wärmestrom ist gleich der bei der Absorption des Wasserdampfes freiwerdenden Absorptionenthalpie. Es gilt:

$$\dot{Q}_{L\ddot{o}s} = \dot{m}_{L\ddot{o}s} \cdot c_{p,L\ddot{o}s} \cdot (T_{L\ddot{o}s,AbsA} - T_{L\ddot{o}s,AbsE}) = \dot{m}_{H_2O}^{abs} \cdot \Delta q_{Abs} \quad (1)$$

D.h. je nach zugelassener Lösungserwärmung ( $T_{L\ddot{o}s,AbsA} - T_{L\ddot{o}s,AbsE}$ ), ist im Falle der Absorption von Wasserdampf in eine LiBr – Lösung ein Lösungsumlauf  $f$

$$f = \frac{\dot{m}_{L\ddot{o}s}}{\dot{m}_{H_2O}^{abs}} \quad (2)$$

einzustellen; sinnvolle Werte liegen zwischen ca. 50 und 200. Die Entgasungsbreite  $\Delta \xi_{L\ddot{o}s}$  ist dementsprechend gering.

Wird der Lösungsmassenstrom stetig vergrößert, sinkt bei konstanter Gasleistung die erreichbare Absorptionstemperatur immer mehr ab. Im Grenzfall des unendlich großen Lösungsmassenstroms wäre eine

### *Einordnung und Zielstellung*

isotherme Prozessführung denkbar. Wird der Lösungsmassenstrom zu klein gewählt, ist nach kurzer Absorptionszeit eine so hohe Lösungstemperatur erreicht, dass die Gleichgewichtslage zwischen Lösung und Gas erreicht ist und die Absorption ins Stocken gerät.

Vorteilhaft am adiabaten Absorber ist die Aufteilung des Stoff- und Wärmeübergangs auf zwei Apparate, den Absorber und den Wärmeübertrager, da dadurch eine besonders einfache und damit preiswerte Absorberkonstruktion möglich scheint. Die anschließend notwendige Wärmeauskoppelung ist in sehr effektiven Plattenwärmeübertragern mit hohen Wärmedurchgangszahlen möglich. Der hohe Lösungsumlauf wirkt sich jedoch nachteilig auf die Durchmesser der verwendeten Rohrleitungen und Armaturen aus. Die von den Lösungspumpen benötigte elektrische Energie erhöht sich ebenfalls mit steigendem Lösungsumlauf.

Wird ein Wärmetransformationsprozess mit einem adiabaten Absorber betrieben, so ist es ungünstig zur Regeneration der reichen Lösung den Gesamtstrom zu verwenden. Um den regenerativen Wärmeübertrager und den Desorber nicht zu groß ausführen zu müssen, wird man die Lösungsregeneration in der Regel mit einem Teilstrom durchführen (vgl. Bild 1).

### *Gekühlter Absorber*

Wird im Absorber eine Wärmeübertragerfläche installiert, ist es möglich die Absorptionswärme im Absorber selbst aufzunehmen. Durch den kontinuierlichen Entzug der Absorptionswärme wird die Absorptionsfähigkeit der Lösung aufrecht erhalten und der zu realisierende Lösungsmassenstrom ist nicht mehr durch die Menge an abzuführender Wärme festgelegt, sondern kann deutlich verringert werden. Die Absorption kann mit entsprechend höheren Entgasungsbreiten durchgeführt werden. Durch die Kühlung ist eine isotherme Absorption oder auch eine Absorption bei fallender Lösungstemperatur möglich.

Der Lösungsstrom muss jedoch mindestens so hoch gewählt werden, dass eine ausreichend gute Stoff- und Wärmeübertragung (Benetzung der Wärmeübertragerfläche, bzw. Turbulenz) gegeben ist und die Konzentration der Lösung durch den einkondensierenden Dampf nicht zu stark abgesenkt wird.

Als Vorteil des gekühlten Absorbers ergibt sich die theoretische Möglichkeit den kompletten Volumenstrom der reichen Lösung durch den Desorber zu leiten und dadurch die Schaltung der offenen Absorptionswärmepumpe zu vereinfachen. Aus dem geringen Lösungsvolumenstrom resultieren neben relativ kleinen Rohrdurchmessern auch Pumpen mit geringer Leistungsaufnahme.

Als Nachteil des gekühlten Absorbers muss der vermehrte Investitionsbedarf für den Absorber durch die installierte Wärmeübertragerfläche angesehen werden, obwohl der Wegfall des separaten Wärmeübertragers den Investitionskostenanstieg dämpft. Auch sind die Wärmedurchgangszahlen  $k$ , der sehr häufig verwendeten berieselten Rohrspiralen relativ gering und erfordern eine Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche im Vergleich zu Plattenapparaten o.ä. [33, 48]

### *Fazit*

Beim Vergleich der beiden Varianten ergeben sich als wesentliche Unterschiede die konstruktive Gestaltung des Absorbers einerseits und die Flexibilität bei der Wahl des Lösungsmassenstroms andererseits. Wird ein adiabater



Absorber realisiert, ist eine Wärmeabgabe an die Kühlflüssigkeit in einen separaten Wärmeübertrager notwendig, während beim direkt gekühlten Absorber dieser entfällt.

Andererseits wird die Absorberkonstruktion durch die zu installierende Kühlflächen jedoch deutlich aufwendiger. Wird der Absorber gekühlt, kann mit einer höheren Flexibilität bei der Wahl des Lösungsmassenstroms gerechnet werden. In beiden Fällen ist es jedoch notwendig, eine große Stoffaustauschfläche Gas – Lösung durch entsprechende Verteilungssysteme, Sprühköpfe oder ähnliches zu erreichen.

### **Hydrodynamik / Phasenkontakt:**

Die Charakteristik der sich ausbildenden Strömungsform bestimmt letztendlich die Intensität des Stoff- und Wärmeübergangs und die sich ausbildende Phasengrenzfläche im Absorber. Neben dem oft angewandten Gegenstromprinzip und dem, vor allem in der Kältetechnik anzutreffenden Gleichstromprinzip, sind auch Sonderformen bekannt, wie sie zum Beispiel im Rührkessel- oder Blasenabsorber vorliegen [34, 43].

#### *Gegenstrom (ungekühlt)*

Werden das Gas und die Lösung im Gegenstrom durch eine Absorptionskolonne geführt, stehen der Lösungseintritt mit dem Gasaustritt und der Gaseintritt mit dem Lösungsaustritt in unmittelbarem Kontakt. Üblicherweise wird das Gas von unten nach oben durch den (ungekühlten) Absorber geleitet und die Lösung rieselt im Gegenstrom dazu über eine Füllkörperpackung o. ä. nach unten. Da der Wasserdampfpartialdruck des Gases auf dem Weg nach oben ständig abnimmt, gleichzeitig aber auch der Dampfdruck über der Lösung mit zunehmender Absorberhöhe geringer wird, ist eine günstige Verteilung der Triebkräfte für die Absorption über den gesamten Absorber möglich. Die sich über die Absorberhöhe einstellenden Verläufe – Dampfdruck über der Lösung bzw. Partialdruck des Arbeitsmittels – ähneln den Temperaturverläufen in einem Gegenstromwärmeübertrager. Vorteilhaft ist auch der geringe Druckverlust, der sich in der Praxis bei wenigen mbar / m bewegt [7].

Der entscheidende Nachteil der Gegenstromführung liegt in der Limitierung der realisierbaren Gasgeschwindigkeiten. Wird die Gasgeschwindigkeit stetig erhöht, ist ab einer bestimmten Geschwindigkeit der freie Ablauf der Rieselflüssigkeit behindert (Staupunkt), bis es bei weiterer Erhöhung der Gasgeschwindigkeit zum Fluten des Absorbers kommt. Um einen Flüssigkeitsaustrag aus dem Absorberkopf sicher zu verhindern, werden in der Praxis die maximalen Gasgeschwindigkeiten noch unterhalb der Staupunktgeschwindigkeit gewählt.

In der Literatur [22] werden Berechnungsvorschriften zur Ermittlung der Stau- bzw. Flutgrenze angegeben. Diese ist neben den relevanten Stoffdaten, im Wesentlichen von den verwendeten Füllkörpern und der beaufschlagten Flüssigkeitsmenge abhängig. Besonders bei hohen Flüssigkeitsdurchsätzen sind nur geringe Gasgeschwindigkeiten zulässig. In der Regel bewegen sich die Gasgeschwindigkeiten zwischen 2 und 4 m / s.

Auf Grund der geringen Gasgeschwindigkeiten müssen große Kolonnendurchmesser gewählt werden. Ebenfalls Folge der geringen Gasgeschwindigkeiten sind schlechte Transportkoeffizienten, die ihrerseits wiederum eine große Kolonnenhöhe bedingen.

*Gleichstrom (ungekühlt)*

Der große Vorteil des Gleichstromregimes liegt in der Möglichkeit, die Gasgeschwindigkeit im Vergleich zum Gegenstromregime, wesentlich zu erhöhen, da die Flutpunktproblematik entfällt. Diese Erhöhung der Gasgeschwindigkeit geht mit einer Erhöhung des Druckverlustes einher. Hohe Gasgeschwindigkeiten im Zweiphasengemisch verursachen hohe Scherkräfte, die wiederum verstärkten Tröpfchenmitriss erwarten lassen.

Sollen Gas und Lösung im Gleichstrom zueinander geführt werden, kann dies entweder in Richtung der Erdbeschleunigung (z.B. Fallfilme) oder entgegengesetzt dazu (z.B. Steigfilme) realisiert werden. In beiden Fällen ist am Eintritt in den Absorber die Triebkraft für die Absorption sehr hoch und strebt am Austritt gegen Null. Damit verbunden sind ein großer übergehender Stoffmengenstrom am Eintritt und ein rasch absinkender Stoffstrom mit fortschreitender Absorberlänge. Ein ungünstiger Verlauf der Triebkraft über der Absorberhöhe ist die Folge und verursacht große Irreversibilitäten.

### 1.1.2. Reversibilität der Absorption

Soll die Wärmetransformation dem Zweck der Energieeinsparung dienen, ist es für das Erreichen einer hohen Effizienz erforderlich den Prozess möglichst reversibel ablaufen zu lassen. Im Falle eines einfachen Wärmeübertragers kann Reversibilität durch Einsatz einer unendlich großen Übertragungsfläche zumindest theoretisch erreicht werden, wenn die Wärmekapazitätsströme entsprechend gleich groß gewählt werden können, da an jedem Punkt des Wärmeübertragers die Temperatur beider Ströme gleich wird. Es verbleiben jedoch die Druckverluste auf beiden Seiten des Wärmeübertragers, die grundsätzlich nicht vermieden werden können.

Überträgt man die Forderung nach Reversibilität auf die Absorption, so muss neben der Wärmeübertragung auch die Stoffübertragung möglichst reversibel durchgeführt werden. Eine reversibilitätsnahe Absorption ist aber nur möglich, wenn der zu absorbierende Dampf und die Lösung im Gleichgewicht stehen und die Temperaturniveaus des Absorptionsvorganges und der anschließenden Wärmeübertragung an das Kühlwasser o.ä. nahezu identisch sind [11, 25].

Wird die Kondensation eines Reinstoffes durchgeführt, bleibt bei konstantem Druck die Kondensationstemperatur konstant. Erfolgt die Wärmeabfuhr durch die Erwärmung eines Brauchwasserstromes, ergeben sich – selbst bei unendlich großer Wärmeübertragerfläche ( $\Delta t_{wü} \rightarrow 0$ ) – thermodynamische Verluste, da der gleitenden Temperaturänderung des Brauchwassers, eine konstante Kondensationstemperatur gegenübersteht.

Läuft zum Beispiel die Absorption von Wasserdampf in eine Lithiumbromid – Lösung näherungsweise unter konstantem (Normal-) Druck ab, kann der Sättigungsdruck über der Lösung nach den bekannten Gleichungen aus der Literatur [12-16] berechnet werden. Auf Grund der starken Nichtlinearität dieser Gleichungen wird unterschiedlich viel Latentwärme bei verschiedenen Absorptionstemperaturen frei. Diese Absorptionswärme kann durch einen Kühlwassermassenstrom  $\dot{m}_{KW}$  bzw. durch den Lösungsstrom selbst  $\dot{m}_{L\ddot{o}s}$  abgeführt werden. In beiden Fällen ist jedoch der Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p$  nahezu konstant, da sowohl der Massenstrom als auch die Wärmekapazität als konstant angesehen werden können. Es ergibt sich daher eine (näherungsweise)

lineare Abhängigkeit zwischen dem aufgenommenen Wärmestrom  $\dot{Q}$  und der Temperaturdifferenz der Lösung (oder des Kühlwassers)  $\Delta T$  nach der bekannten Gleichung:  $\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$ .

Auf Grund der Konstanz des Wärmekapazitätsstromes ist es daher nicht möglich den Verlauf der  $\dot{Q} - T$  Kurve für feuchte Luft durch eine entsprechende Lösungserwärmung abzubilden. Verdeutlicht wird dieser Sachverhalt durch eine Darstellung der Partiaalkondensation von feuchter Luft im  $T - h$  Diagramm (siehe Bild 2). Die dargestellte bestmögliche Annäherung an den reversiblen Prozess wird bei einem der Energiefreisetzung angepassten Kühlmittelstrom im Gegenstrom zum Abluftstrom erreicht.

Die schraffierte Fläche stellt dabei die Gesamtheit der unumgänglichen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmefreisetzung und Wärmeabfuhr dar. Besonders große Temperaturdifferenzen müssen dabei in Kauf genommen werden, wenn die feuchte Luft relativ stark überhitzt ist. Unter Umständen kann es dann vorteilhaft sein, wenn der feuchten Luft die Überhitzungswärme vor der Absorption entzogen wird. Die Überhitzungswärme ist jedoch in den meisten Fällen im Vergleich zur Latentwärme sehr gering.

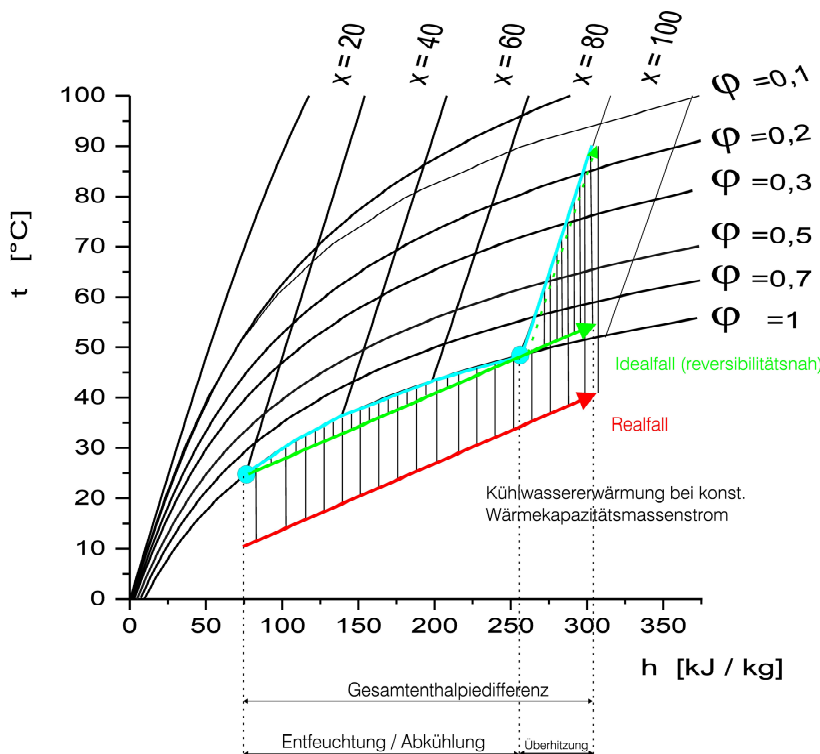


Bild 2: Darstellung der Entfeuchtung von Luft durch Teilkondensation im Gegenstrom zu einem Kühlmittel

Die im Bild 2 dargestellte Entfeuchtung durch Teilkondensation unterscheidet sich von der Entfeuchtung durch Absorption dadurch, dass das maximal erreichbare Temperaturniveau der freiwerdenden Latentwärme durch die Linie  $\phi = 1$  bestimmt ist. Näherungsweise entspricht der dargestellte Verlauf einer Brennwertnutzung eines Heizölkessels mit Rücklauf- und Vorlauftemperaturen von 25 und 48 °C. Im Falle der Absorption wird – abhängig von der gewählten Lösungskonzentration – eine nahezu parallele Verschiebung dieses Temperaturniveaus zu höheren Temperaturen ermöglicht. So entspricht die Absorption mit einer 50 %-igen

Lithiumbromidlösung näherungsweise einem Prozessverlauf auf der Linie  $\varphi = 0,3$  und würde zu Absorptionstemperaturen von 46 bis 75 °C führen.

Auf Grund des konstanten Wärmekapazitätsstromes der Lösung (bzw. des Kühlwassers) ist im Allgemeinen die Bedingung für die Reversibilität der Wärmeübertragung,  $\Delta T_{wü} = 0$ , bei der Absorption (bzw. bei der Partialkondensation) von feuchter Luft nicht gegeben. Es kann daher nur eine „nahe reversible“ Absorption realisiert werden.

Wie in [20] gezeigt wurde, ist es prinzipiell möglich durch den Einsatz mehrerer Kondensations- bzw. Absorptionsstufen, die Temperaturdifferenzen zu minimieren. Zur Reversibilitätsannäherung wäre es ebenfalls denkbar, die im Gegenstrom zu führenden Massenströme (Kühlwasser bzw. Lösung) während des Absorptionsprozesses stufenweisen zu erhöhen bzw. zu verringern, da dadurch ein nichtlinearer Verlauf des Wärmekapazitätsstroms zu erzielen wäre. Dies ist jedoch mit einem hohen Installationsaufwand verbunden, so dass man in der Regel darauf verzichten wird.

Würde das Kühlmittel im Gleichstrom zur feuchten Abluft in einem adiabaten Absorber geführt, ergäben sich zu Prozessbeginn hohe Triebkräfte während die Entfeuchtung im weiteren Verlauf infolge der Aufheizung des Kühlmittels zum Erliegen käme und sich eine wesentlich geringere Endtemperatur des Kühlmittels ergäbe.

Andererseits haben aber auch Phasenkontakt, Wärmetransport, Hydrodynamik und technische Gestaltung des Absorbers Einfluss auf die Erreichbarkeit eines reversibilitätsnahen Prozessverlaufes.

## **1.2. Kostensenkungsmöglichkeiten bei offenen Absorptionskreisprozessen**

Dem großflächigen Einsatz von offenen Absorptionswärmepumpen steht jedoch bisher ein erheblicher finanzieller Investitionsbedarf gegenüber. Im Gegensatz zu dem geschlossenen Fall, liegt in den offenen Wärmepumpenanlagen ein Gemisch aus Arbeitsmitteldampf und Inertgas vor. Der Inertgasanteil kann dabei den Arbeitsmittelanteil um ein Vielfaches übersteigen. Dies führt, neben dem unerwünschten Effekt der Taupunktsabsenkung, auch zu einem relativ großen Durchmesser der Anlagenteile, durch welche der Abluftstrom geführt werden muss. Die großen Anlagenquerschnitte führen insbesondere beim Absorber zu hohen Investitionskosten. Bisherige Untersuchungen zeigten, dass der Absorber –besonders bei hohen Inertgasanteil - bis zu 30 – 45 % der Gesamtinvestitionskosten ausmachen kann [6]. Der Absorber bietet deshalb das größte Sparpotential innerhalb der Investitionskosten.

Eine weitere sinnvolle Verringerung der Investitionskosten kann nur erreicht werden, wenn es gelingt den Absorber spürbar zu verkleinern. Im Allgemeinen wird die Höhe eines Absorbers, einer Destillationskolonne o. ä. durch die vorhandenen Triebkräfte bzw. die geforderten Parameter wie Temperatur, Konzentration oder Druck der Stoffströme und die Intensität des Stoff- und Wärmeüberganges festgelegt [8]. Der Durchmesser der Apparate wird aus dem zu realisierenden Volumenstrom und der Geschwindigkeit der Stoffströme bestimmt. Einer Erhöhung der relativ geringen Geschwindigkeit zur Senkung der Investitionskosten des Gegenstromabsorbers, stehen die unter Pkt. 1.1.1 erwähnten, verfahrenstechnischen Grenzen gegenüber.

Werden der Gasstrom und der Lösungsstrom im Gleichstrom geführt, so entfällt die Flutpunktproblematik und es sind weit höhere Gasgeschwindigkeiten realisierbar als im Gegenstromabsorber. Diese höheren Gasgeschwindigkeiten führen zur *Durchmesserverringerung* des Absorbers. Darüber hinaus wird auf Grund der höheren Turbulenz auch eine Intensivierung des Stoff- und Wärmeüberganges im Absorber erwartet, welche sich

letztendlich auch positiv auf die auszuführende *Höhe* auswirken wird. Gelingt es, eine um den Faktor 10 höhere Gasgeschwindigkeit und eine Verdopplung der Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten zu realisieren, kann man einen um den Faktor 20 kleineren Absorber erwarten.

Da in allen Wärmetransformationsprozessen erhebliche Mengen an Wärme übertragen werden, spielt die Art, die Effektivität, die Anzahl und die Abmessungen der verwendeten Wärmeübertrager eine weitere, wichtige Rolle bei der ökonomischen Gesamtbewertung der offenen Absorptionswärmepumpen. Technologisch bewährt hat sich der Einsatz von Plattenwärmeübertragern, da diese sich durch eine hohe Effektivität und einem sehr geringem Platzbedarf auszeichnen [54, 56]. Plattenwärmeübertrager bieten in der Regel die Möglichkeit der nachträglichen Erweiterung der Wärmeübertragungsfläche und eine einfache Reinigung. Die spezifischen Investitionskosten der Plattenwärmeübertrager werden mit größerer Anlagenleistung immer geringer, so dass sie im industriellen Maßstab gegenüber den Kolonnenkosten in den Hintergrund treten [6].

Ersetzt man zur Senkung der Investitionskosten den adiabaten Gegenstromabsorber durch einen adiabaten Gleichstromabsorber, ergibt sich ein sehr ungünstiger Triebkraftverlauf mit entsprechend hohen Triebkraftverlusten. Einen wesentlich besseren Triebkraftverlauf erhält man, wenn die Absorption gekühlt durchgeführt wird. Die rasche Abfuhr der freiwerdenden Absorptionswärme in das Kühlmedium, d.h. die Realisierung hoher Wärmeübergangskoeffizienten, wird für die Absorberdimensionierung von besonderer Wichtigkeit werden.

Neben den hohen Investitionskosten verursacht auch das verwendete Arbeitssystem Lithiumbromid – Wasser in mehrerer Hinsicht hohe Kosten. Wie sich in vorangegangenen Untersuchungen zeigte, ist Lithiumbromid hoch korrosiv – insbesondere gegenüber Edelstählen und bei Anwesenheit von Luftsauerstoff – so dass auf teure Werkstoffe zurückgegriffen werden muss [21]. Alle im Apparatebau üblicherweise verwendeten Edlestahlsorten werden von wässrigem Lithiumbromid durch Lochfraßkorrosion zerstört. Als ausreichend korrosionsbeständig hat sich Titanium bewährt. Darüberhinaus sind die Beschaffungspreise für Lithiumbromid sehr hoch (im Vergleich zu anderen Absorptionsmitteln wie Schwefelsäure, Kali- bzw. Natronlauge, Calciumchlorid). Durch das benötigte Flüssigkeits – Holdup im Absorber sind große Anlagenfüllmengen notwendig, die ihrerseits hohe Kosten verursachen.

Da Lithiumbromid ein korrosives und relativ teures Lösungsmittel ist, wird auch der Einfluss des Übergangs vom Lithiumbromid zum Calciumnitrat auf die zurückgewonnene Energiemenge und die Kosten untersucht.

Ziel dieser Arbeit ist es am Beispiel eines BHKW, den Einsatz einer offenen Absorptionswärmepumpe hinsichtlich der erzielbaren Energieeinsparung sowohl experimentell als auch durch Prozessmodellierung zu bewerten.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist es, die beim Übergang vom adiabaten Gegenstromabsorber zum gekühlten Gleichstromabsorber auftretenden Auswirkungen auf den Stoff- und Wärmeübergang, experimentell näher zu untersuchen. Es ist zu erwarten, dass durch höhere Geschwindigkeiten eine entsprechende Intensivierung dieser Prozesse möglich wird. Speziell der Wärmeübergang soll experimentell und durch Prozessmodellierung näher betrachtet werden. Die durch theoretische Betrachtungen erhaltenen Werte sollen mit experimentell ermittelten Daten verglichen und bewertet werden.

Die Gleichstromabsorption kann grundsätzlich dadurch realisiert werden, dass beide Phasen von unten nach oben gerichtet sind, also gegen die Schwerkraft strömen, oder von oben nach unten.

Die bei der gemeinsamen Strömung von oben nach unten sich einstellenden Strömungsformen wie zum Beispiel Fallfilme am senkrechten Rohr oder Rieselfilme am horizontalen Rohr sind in der Literatur ausführlich beschrieben und die zu erwartenden Transportkoeffizienten gut bekannt. Unterstellt man einen wesentlichen Widerstand innerhalb der Gasphase (Transport des zu absorbierenden Wasserdampfs an die Phasengrenze) so scheint die gemeinsame Strömung von oben nach unten wenig vorteilhaft zu sein, da die Phasengrenzfläche Gas / Lösung durch die sich ausbildende Rieselfilmoberfläche dargestellt wird, diese an die Rohroberfläche gekoppelt ist und keine einfache Steigerung zulässt (eine Erhöhung der Oberfläche durch Modifikation der Rohre ist möglich, erfordert aber einen entsprechend höheren Flüssigkeits-Volumenstrom um eine ausreichende Benetzung sicherzustellen).

Bei der gemeinsamen Strömung entgegen der Schwerkraft wird man nach *Taitel Dukler* abhängig von der jeweiligen Gas- und Flüssigphasenbelastung einen Bereich erhalten, der durch eine intensive Durchmischung mit einer Vielzahl von einzelnen Gasblasen gekennzeichnet ist [69]. Dadurch kann neben einer großen Phasengrenzfläche Gas / Flüssigkeit auch ein guter Wärmeübergangskoeffizient zwischen Flüssigphase und Rohrwand erwartet werden.

Für die Variante des Steigfilmabsorbers sollten daher experimentelle Untersuchungen an einer Versuchsanlage (vgl. Pkt. 1.3.4) bezüglich der Effizienz des Stoff- und Wärmeübergangs durchgeführt werden, und diese mit Literaturangaben für den Rieselfilmabsorbers (in Form eines gekühlten Rieselabsorbers mit Rohrschlange) verglichen werden.

### **1.3. Technische Gestaltung des Absorbers von offenen Absorptionskreisprozessen**

#### **1.3.1. Effektive Gestaltung von Absorbern**

Auf Grund seiner herausragenden Bedeutung nicht nur für den Wärmetransformationsprozess, sondern auch für die Umweltschutztechnik und die Chemietechnik ist eine Reihe unterschiedlichster und der jeweiligen Aufgabe angepasster Absorberbauformen entstanden. Die meisten dieser Ausführungsarten sind umfangreich untersucht worden [5, 7, 17, 29].

Da es sich beim Absorber um einen Apparat handelt, in dem im Allgemeinen Stoff- und Wärmeübergänge realisiert werden müssen, besteht das Bestreben, die für diese Vorgänge vorhandenen Flächen möglichst groß zu dimensionieren. Da bei jedem Absorptionsvorgang Wärme frei wird, muss diese möglichst wirkungsvoll abgeführt werden, da andernfalls durch die Temperaturerhöhung der Lösung die Absorption ins Stocken gerät. Insbesondere bei Wärmetransformationsprozessen, sind die bei der Absorption frei werdenden Wärmemengen so groß, dass sie zum entscheidenden Parameter werden.

Allgemein können Oberflächenabsorber, Tauchabsorber, Füllkörperabsorber und Rieselabsorber unterschieden werden [5].

Bei den Oberflächenabsorbern wird das zu absorbierende Gas über die Oberfläche einer ruhenden bis mäßig bewegten Lösung geleitet. Die Absorptionswärme kann über Kühlschlangen abgeführt werden. Die Phasengrenzfläche Gas / Lösung ist relativ klein. Oberflächenabsorber werden wegen ihrer begrenzten Absorptionsfähigkeit nur in geringem Umfang eingesetzt und besitzen heute kaum mehr praktische Bedeutung. In Tauch- oder Blasenabsorbern perlt das Gas in Form von Blasen durch die Lösung. Zur Oberflächenvergrößerung kann das Gas durch eine Verteilungsvorrichtung am Boden des Absorbers geleitet werden. Diese Bauform bietet Vorteile bei der Chemiesorption [8].

Sehr große Bedeutung für die Absorption besitzen Füllkörperabsorber, bei denen die Lösung oben verteilt wird und nach unten über eine Schüttung von Füllkörpern (bzw. Packung) herab rieselt. Im Gegenstrom dazu wird das Gas von unten nach oben durch den Absorber geführt. Es stehen für verschiedene Aufgaben eine große Anzahl verschiedenster Füllkörperformen und -werkstoffe zur Verfügung. Die Füllkörperform bestimmt letztendlich die Phasengrenzfläche zwischen Gas und Lösung. Für eine ausreichende Benetzung der Füllkörper ist jedoch eine Mindestberieselungsstärke notwendig. Besonders vorteilhaft ist der geringe Druckverlust des Gases beim Einsatz von Füllkörperabsorbern, da dieser meist durch den Einsatz von teurer Elektroenergie ausgeglichen werden muss. Die Unterbringung von Kühlflächen ist relativ aufwendig. Füllkörperabsorber scheinen für die Anwendung in Wärmetransformationsprozessen geeignet, wenn die Lösung die frei werdende Absorptionswärme unter den gegebenen Randbedingungen vollständig aufnehmen kann. Dies bedeutet, dass der umlaufende Lösungsmassenstrom eines offenen Absorptionskreisprozesses (oAKP) umso größer gewählt werden muss, je mehr Feuchte absorbiert wird.

Bei den Rieselabsorbern fließt die Lösung als dünner Film an gekühlten Rohren herab und absorbiert dabei das Gas. Die Phasengrenzfläche zwischen Lösung und Gas ist näherungsweise durch die Geometrie der Rohre gegeben. Die Anordnung der Rohre kann dabei wahlweise senkrecht oder waagrecht erfolgen. Rieselabsorber besitzen gasseitig einen sehr geringen Druckverlust, was sie für große Gasdurchsätze geeignet erscheinen lässt. Neuere Tendenzen ergeben sich durch die Verwendung von Plattenapparaten in der Absorptionstechnik [9, 54].

### 1.3.2. Möglichkeiten der reversibilitätsnahen und offenen Prozessführung

Betrachtet man die denkbaren Absorbervarianten bezüglich Wärmeabgabe und Hydrodynamik, ergeben sich die folgenden vier Kombinationen:

- Adiabater Absorber im Gegenstromregime
- Adiabater Absorber im Gleichstromregime
- Gekühlter Absorber im Gegenstromregime
- Gekühlter Absorber im Gleichstromregime

Sowohl der adiabate, als auch der gekühlte Gegenstromabsorber stellen den derzeitigen Stand der Technik bei den offenen Wärmetransformationsprozessen dar und unterliegen der Gasgeschwindigkeitslimitierung durch die Flutpunktproblematik. Eine signifikante Erhöhung der Gasgeschwindigkeit ist mit dem adiabaten und dem gekühlten Gleichstromabsorber erreichbar.

In den Bildern 3 und 4 ist die theoretische Prozessführung der Entfeuchtung eines Abgasstromes für die jeweilige Absorptionsvariante im  $\lg p - 1/T$  Diagramm<sup>1\*</sup> dargestellt. Der angenommenen Entfeuchtungsaufgabe liegen die folgenden Randbedingungen zu Grunde:

- Gaseintrittstemperatur in den Absorber  $T_{\text{Gas,E}} = 110 \text{ °C}$
- Wasserdampfpartialdruck im Abgas  $p_i = 20 \text{ kPa}$
- Gasaustrittstemperatur aus dem Absorber  $T_{\text{Gas,A}} = 40 \text{ °C}$
- Geforderter Wasserdampfpartialdruck am Absorbereingang  $p_i = 4 \text{ kPa}$

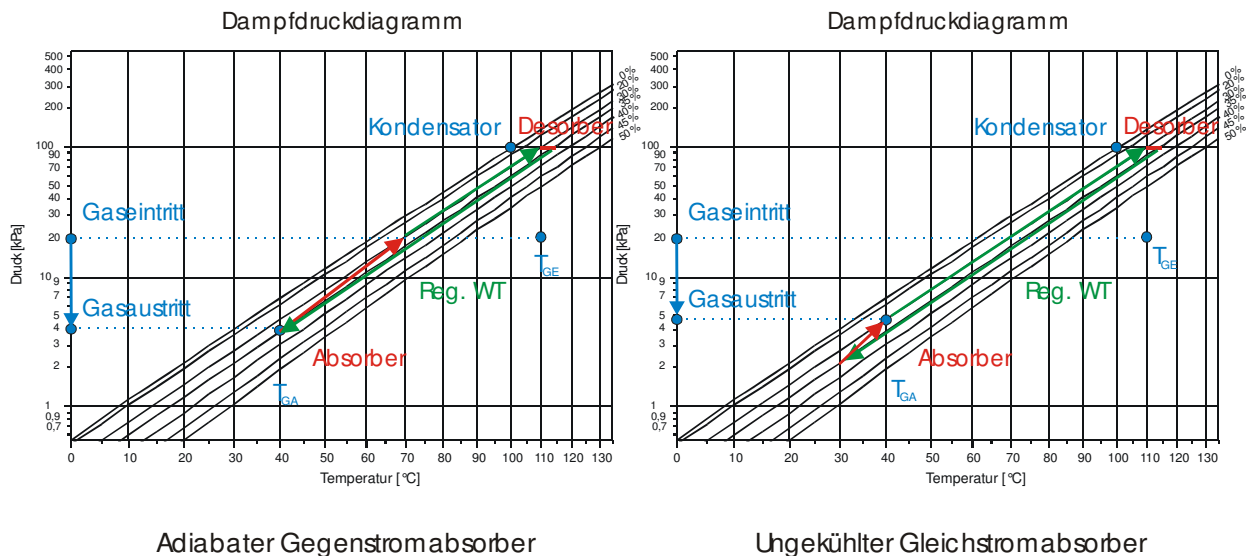


Bild 3: Vereinfachter Verlauf der adiabaten Absorption bei Gegenstrom- und Gleichstromführung von Gas und Lösung

\* Der Druck  $p$  kann bei offenen Absorptionssystemen als Partialdruck des Arbeitsmittels interpretiert werden



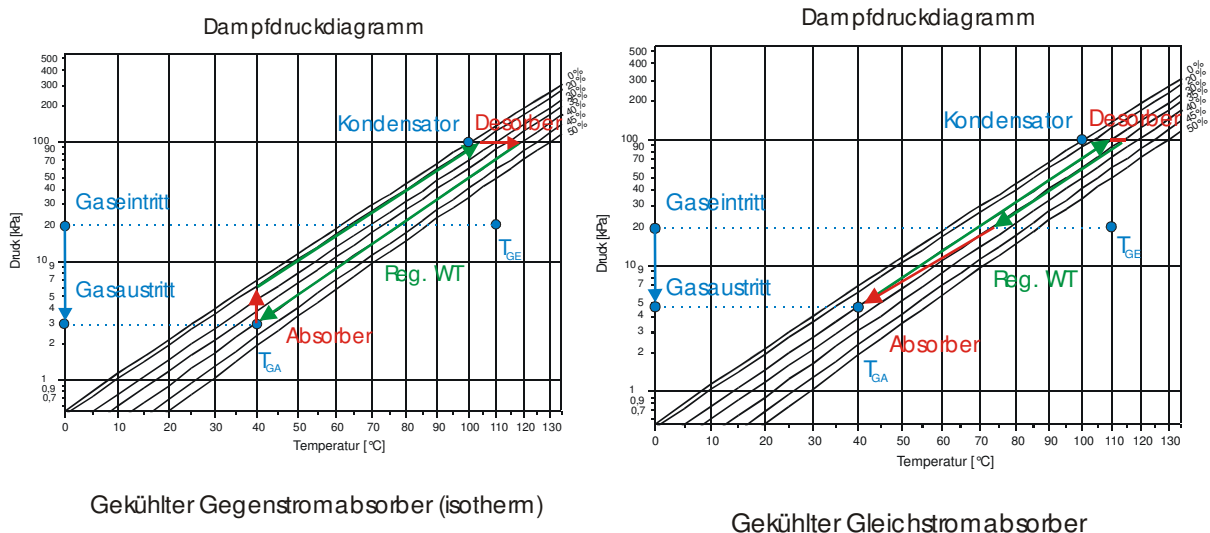
Aus Bild 3 ist erkennbar, dass im *adiabaten Gegenstromabsorber*, die Lösung bis zur Gleichgewichtslage – entsprechend Wasserdampftrittspartialdruck und Lösungskonzentration – erwärmt werden kann. Das Nutztemperaturniveau bewegt sich im Beispiel zwischen 40 °C und 70 °C. Würde der gleiche Prozess im *ungekühlten Gleichstromabsorber* ablaufen, wäre zur Erzielung der geforderten Entfeuchtung eine starke Unterkühlung der Lösung notwendig, d.h. das Nutztemperaturniveau sinkt auf den Temperaturbereich zwischen 30 °C und 40 °C ab und liegt damit noch unterhalb des Nutztemperaturniveaus einer Partialkondensation von 35 °C bis 60 °C.

Der Absorptionsverlauf des *gekühlten Gegenstromabsorbers* (Bild 4) ist sowohl von der Stärke der Kühlung, als auch vom Lösungsmassenstrom abhängig. Je nach gewählten Randbedingungen (starke / schwache Kühlung, hoher / niedriger Lösungsmassenstrom) ergeben sich unterschiedliche Absorptionsverläufe. Wird die Kühlung im Grenzfall auf Null reduziert, ergibt sich der adiabate Gegenstromabsorber. D.h. mit einsetzender Kühlung reduziert sich die Lösungsaustrittstemperatur aus dem Absorber. Ein weiterer Sonderfall tritt bei der isothermen Gegenstromabsorption ein. Die Wärmeabgabe der Lösung an das Kühlmedium ist der Wärmezufuhr durch das Rauchgas vom Betrag her gleich, so dass die Lösungstemperatur konstant bleibt.

Im Bild 4 ist der isotherme Verlauf im gekühlten Gegenstromabsorber dargestellt. Das Nutzwärmetemperaturniveau ist in diesem Beispiel auf nur 40 °C festgelegt. Unter dem Blickwinkel der Reversibilitätsnähe muss der gekühlte Gegenstromabsorber als ungeeignet eingestuft werden.

Im *gekühlten Gleichstromabsorber* kann der prinzipiell ungünstige Verlauf der Triebkräfte durch eine Kühlung der Lösung im Gegenstrom vermieden werden [25]. Wie im Bild 4 dargestellt, bewegt sich die Lösungstemperatur im Temperaturbereich von ca. 40°C bis 75 °C und erreicht damit höhere Temperaturen als der adiabate Gegenstromabsorber, da der Gaseintritt auf die arme Lösung trifft.

Voraussetzung ist jedoch eine fallende Lösungstemperatur. Dies bedeutet, dass die Lösung mit hoher Temperatur in den Absorber eintritt und entlang des Absorbers das Kühlmedium sowohl die frei werdende Rauchgaswärme, als auch die Wärme der auskühlenden Lösung aufnehmen muss, bzw. nur wenn diese Bedingung erfüllt ist, kann die Absorption wie gewünscht stattfinden. Der absinkende Temperaturverlauf während der Absorption erfordert eine Gegenstromführung des Lösung – Gasgemisches und des Kühlwassers.



Gekühlter Gegenstromabsorber (isotherm)

Gekühlter Gleichstromabsorber

Bild 4: Vereinfachter Verlauf der gekühlten Absorption bei Gegenstrom- Gleichstromführung von Gas und Lösung

Eine Reversibilitätsnähe ist also sowohl im adiabaten Gegenstromabsorber, als auch im gekühlten Gleichstromabsorber realisierbar. Eine gleichzeitige Erhöhung der Gasgeschwindigkeit ist nur im gekühlten Gleichstromabsorber möglich.

### 1.3.3. Unterschiede zwischen offener und geschlossener Prozessführung

#### **Geschlossener Prozess**

In einem geschlossenen Absorptionsprozess, wie er beispielsweise in der Absorptionskältemaschine vorhanden ist, werden sowohl das Arbeitsmittel, als auch das Lösungsmittel im Kreislauf geführt. Da Inertgase nicht vorhanden sind, erfolgt sowohl eine Kondensation, als auch eine Absorption aus einem reinen Dampf, d.h. ein Stoff- und Wärmetransportwiderstand in der Gasphase tritt praktisch nicht auf. Der Stoff- und Wärmeübergang wird durch die Widerstände auf der Flüssigseite kontrolliert. Während bei einer Kondensation nur ein Wärmedurchgangswiderstand im Kondensat vorhanden ist, wird die Absorption durch einen zusätzlichen Stoffübergangswiderstand im Absorbat gekennzeichnet. Ebenso besitzt der kühlwasserseitige Wärmeübergangswiderstand entsprechende Bedeutung. Welcher dieser Widerstände die entscheidende Rolle spielt, ist von den Stoffdaten, der Strömungsmechanik und den geometrischen Abmessungen abhängig. Für die korrekte Dimensionierung der verschiedenen Absorbententypen in geschlossenen Prozessen, stehen in der Literatur umfangreiche Berechnungsvorschriften zur Verfügung [64, 75, 86].

#### **Offener Prozess**

Im Gegensatz zum geschlossenen Prozess liegt beim offenen Wärmetransformationsprozess ein ständiger Stoffaustausch mit der Umgebung vor. Im Falle der offenen Absorptionswärmepumpen macht sich dieser Stoffaustausch durch die Anwesenheit von Inertgas bemerkbar. Da als Quelle für den, in den allermeisten Fällen zu absorbierenden Wasserdampf, Verbrennungs- oder Trocknungsprozesse in Frage kommen werden, liegen typische Inertgasanteile  $y_{IG}$  zwischen 75 und 95 %. Die Wasserdampfbeladungen bewegen sich damit zwischen  $x = 200 \text{ g / kg tr.L.}$  und  $x = 30 \text{ g /kg tr.L.}$  .

Bei der Absorption bzw. Kondensation in Anwesenheit von Inerten, tritt auf Grund der Anreicherung des Inertgases an der Phasengrenzfläche Gas – Flüssigkeit ein zusätzlicher Transportwiderstand auf. Zusätzlich wird durch die Absenkung des Dampfgehaltes in der Nähe der Phasengrenzfläche, im Vergleich zum Gaskern, die Taupunkttemperatur vermindert. Da Gas und Flüssigkeit eine unterschiedliche Zusammensetzung aufweisen, handelt es sich bei der Kondensation / Absorption von Wasserdampf in Anwesenheit von Inertgas um einen Prozess der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung, welcher sich einer einfachen Berechnung entzieht [44, 46].

In der Literatur finden sich Ansätze zur Abschätzung des Inertgaseinflusses auf die Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten. Renker [18,19] ermittelte aus Kondensationsversuchen an senkrechten Rohren mit Wasserdampf und Isobutanol in Anwesenheit von Luft, Wasserstoff und Stickstoff, die folgende Gleichung zur Berechnung des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Kondensatfilm  $\alpha_{eff}$ .

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_F}{1 + \frac{\alpha_F}{K_1} \left( \frac{p_{i,H_2O}}{p_{i,Luft}} \right)^{K_2}} \quad (3)$$

mit  $K_1$  für Wasserdampf – Luft Gemische

$$K_1 = 0,0105 \cdot \frac{\Delta_{lv} h \cdot D_{H_2O,Luft} \cdot (p_{i,H_2O} + p_{i,Luft}) \cdot Re_{Gem}^{0,95} \cdot Sc_{Gem}^{0,92}}{(T_{Gem} - T_{KW}) \cdot R_{H_2O} \cdot T_{Gem} \cdot d_{i,Rohr}} \quad (4)$$

und  $K_2$

$$K_2 = 0,38 \cdot Sc_{H_2O}^{-0,27} \quad (5)$$

Die sich mit den Gleichungen 3, 4 und 5 errechnenden Werte für  $\alpha_{eff}$  sind in Bild 5 für die Kondensation von Wasserdampf aus einem Wasserdampf – Luft Gemisch bei Normaldruck und einem unbeeinflussten (d.h. kein Widerstand in der Gasphase) Wärmeübergangskoeffizienten im Film von  $\alpha_F = 10000 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  mit dem Parameter der Gemiseintrittsgeschwindigkeit  $w$  dargestellt.

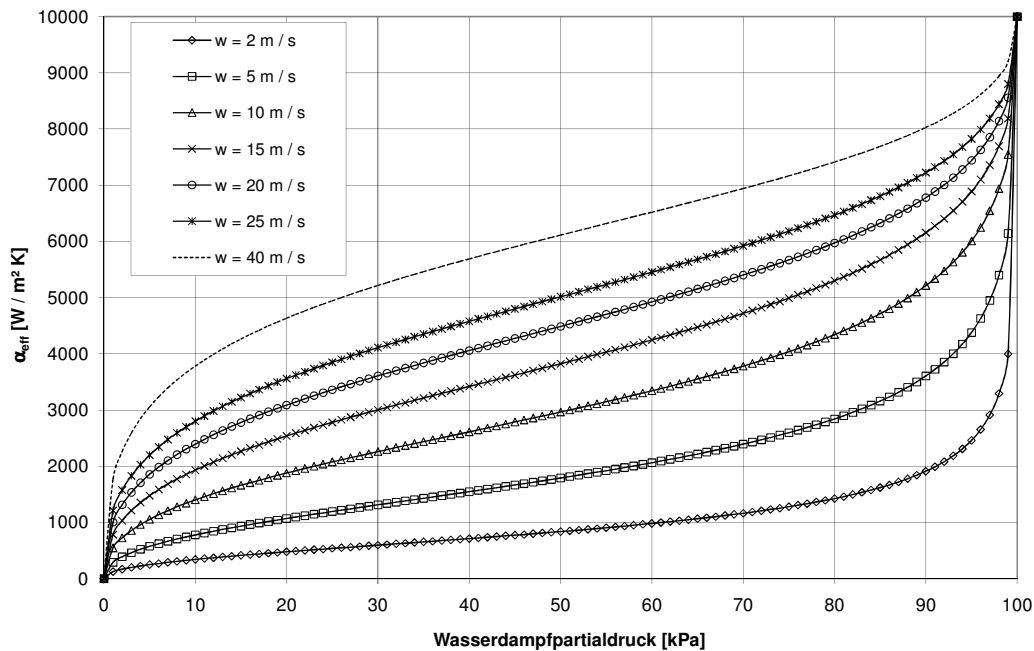


Bild 5: Einfluss der Geschwindigkeit auf den effektiven Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Wasserdampf aus einem Wasserdampf – Luftgemisch nach Renker [18]

Die Eintrittsgeschwindigkeit wurde von Renker von 2 bis 25 m / s variiert. Zu Vergleichszwecken ist im Diagramm auch die (extrapolierte) Geschwindigkeit  $w = 40$  m / s gestrichelt dargestellt. Während in den Extremfällen  $p_{i,H_2O} \approx 0$  und  $p_{i,H_2O} \approx p_{ges}$  die Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten durch den Wasserdampfgehalt enorm groß ist, ist das für die offenen Sorptionskreisprozesse interessante Gebiet dazwischen, eher durch eine moderate Beeinflussung gekennzeichnet. Beispielsweise steigt bei einer Geschwindigkeit von  $w = 15$  m / s der effektive Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{eff}$  bei einer Verdoppelung des Wasserdampfpartialdruckes von  $p_{i,H_2O} = 30$  auf 60 kPa nur um 40 % von ca. 3000 W / m<sup>2</sup> K auf 4200 W / m<sup>2</sup> K. Betrachtet man den Einfluss der Geschwindigkeit, so kann festgestellt werden, dass besonders bei niedrigen Wasserdampfpartialdrücken und bei langsamen Strömungen eine Geschwindigkeitserhöhung wirkungsvoll ist. Kann die Geschwindigkeit bei  $p_{i,H_2O} \approx 50$  kPa von 2 m / s auf 25 m / s vergrößert werden, steigt der effektive Wärmeübergangskoeffizient von ca. 800 W / m<sup>2</sup> K auf ca. 5000 W / m<sup>2</sup> K an. Der durch das Inertgas verursachte Abfall des Wärmeübergangskoeffizienten im Film ( $\alpha_F = 10000$  W / m<sup>2</sup> K) verringert sich also auf die Hälfte. Wird die Geschwindigkeit im gekühlten Gleichstromabsorber entsprechend hoch gewählt, können auch für die Absorption hohe Werte für den Wärme- bzw. Stoffübergangskoeffizienten erwartet werden, obwohl im Gegensatz zu den Kondensationsversuchen von Renker im Flüssigkeitsfilm ein zusätzlicher Stofftransportwiderstand auftritt.

Neben der Veränderung des Charakters des Stoff- und Wärmetransportes bei der Kondensation / Absorption in Anwesenheit von Inerten, ergeben sich im Vergleich zum geschlossenen Fall, auch eine Reihe technologischer Effekte. Neben einer unerwünschten Schaumbildung und einer eventuell auftretenden Verunreinigung der Lösung durch partikelbeladene Abluftströme, kann durch Anwesenheit von Sauerstoff vermehrte Korrosion beobachtet werden [20] [79].

#### 1.3.4. Konstruktive Gestaltung

Die beiden möglichen Ausführungsformen eines gekühlten Gleichstromabsorbers als Steigfilm- oder als Fallfilm/Rieselfilmabsorber führen zu völlig unterschiedlichen Strömungsformen im Apparat. Die Wärmeübertragung kann dabei an senkrechten, waagerechten oder geneigten Rohren bzw. Platten o.ä. realisiert werden.

Fallfilmabsorber zeichnen sich auf Grund ihrer geringen Filmdicke durch ein gutes Stoff- und Wärmeübergangsverhalten aus. Beschränkt man den Rieselfilm auf senkrechte Rohre, wird die Hauptströmungsrichtung des Filmes mit der Richtung der wirkenden Schwerkraft übereinstimmen. Eine Rückvermischung der Filmflüssigkeit ist durch die Geschwindigkeitsgradienten im Film, turbulente Schwankungsbewegungen und Diffusion möglich aber im Vergleich zu anderen Phasenkontaktformen als relativ gering einzuschätzen. Durch zahlreiche Untersuchungen steht eine Vielzahl von empirischen und halb empirischen Gleichungen zur Beschreibung des Stoff- und Wärmeübergangs bei der Kondensation – Verdampfung und bei der Absorption – Desorption in turbulenten Rieselfilmen zur Verfügung [44, 46, 55]. Neben der Filmdicke und dem Geschwindigkeitsprofil im Film spielt die Beeinflussung des Stoff- und Wärmeübergangs durch die Gasgeschwindigkeit eine bedeutende Rolle [2].

Im Gegensatz zum häufig eingesetzten Fallfilm- / Rieselfilmapparaten (Verdampfer, Kondensator, Absorber) kommt den Steigfilmapparaten nur eine Bedeutung als Umlauf- und Kletterfilmverdampfer zu. Bisherige Einsatzgebiete konzentrieren sich vorwiegend auf die Eindampfung von Lösungen bis zu mittleren Konzentrationen [56].

Die Ausführung als Steigfilm könnte sich bezüglich des Stoff- und Wärmeübergangs als besonders günstig herausstellen und wurde daher als Versuchsanlage realisiert, auch wenn hohe Druckverluste zu erwarten sind.

Bei der konstruktiven Gestaltung eines gekühlten Gleichstromabsorbers sind folgende Randbedingungen zu beachten:

- Es müssen höhere Gasgeschwindigkeiten realisiert werden können.
- Die installierte Wärmeübertragerfläche muss einen bilanzierbaren Wärmestrom ermöglichen.
- Der Druckverlust soll erträglich bleiben.
- Die Intensität des Stoff – und Wärmeübergangs soll möglichst hoch sein.
- Einfache Fertigung.

Als konstruktive Umsetzung des Gleichstromabsorbers wurde unter diesen Gesichtspunkten ein Rohrschlangenabsorber gewählt.

Die Leerrohrgasgeschwindigkeiten sollten sich von ca. 2 bis 15 m / s bewegen. Um diese hohen Gasgeschwindigkeiten realisieren zu können muss die Querschnittsfläche entsprechend klein gewählt werden. Werden nun glatte Wärmeübertragungsrohre quer zur Zweiphasenströmung installiert, verringert sich der verbleibende Querschnitt sehr stark und eine Strömung ist nicht mehr aufrecht zu erhalten, bzw. der Druckverlust an der engsten Stelle steigt stark an. Unter anderem deshalb wurde zur Wärmeübertragung auf ein Edelstahlwellrohr zurückgegriffen, da dieses so bemessen sein kann, dass selbst an der engsten Stelle durch die vorhandenen Rillen ausreichend Fläche vorhanden ist, um das Gas und die Flüssigkeit mit der gewünschten hohen Geschwindigkeit strömen zu lassen. Ist es gewünscht, die Lösung und das Gas gemeinsam entgegen der Schwerkraft strömen zu lassen und die Absorption reversibilitätsnah durchzuführen, ist es auf Grund der erheblichen Dichtedifferenz zwischen Gas und Flüssigkeit erforderlich, Maßnahmen zu ergreifen, die eine zu starke Rückvermischung verhindern. Die Rückvermischung ist durch die eintretende Minderung der zur Verfügung stehenden Triebkraft für den Stoff- und Wärmetransport unerwünscht. Gleichzeitig muss die freiwerdende Absorptionswärme möglichst rasch abtransportiert werden. Es ist also eine möglichst große Wärmeübergangsfläche wünschenswert. Dies war ein weiterer Grund keine glatte Rohrwendel zu verwenden, sondern eine Wendel aus Wellrohrschlauch. Neben einer erheblichen Vergrößerung der Wärmeübergangsfläche (Vergrößerungsfaktor ca. 1,85 bei  $d_{i,Rohr} = d_{i,WS}$ ) gegenüber einem Glattrohr, ergibt sich durch die „Rippen“ des Wellrohres ein gewisser „Leitblecheffekt“ , d.h. das Gas wird durch die Rillen beim Aufwärtsströmen stabilisiert.

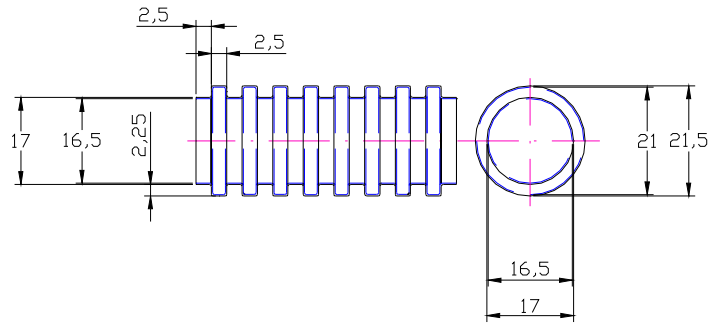


Bild 6: Verwendeter Wellrohrschlauch

Weiterhin ist der – im Vergleich zum Glattrohr – sehr viel größere innere Wärmeübergangskoeffizient von Vorteil, auch wenn dieser durch einen höheren Druckverlust des Kühlwassers erkauft werden muss.

Um den gassetigen Druckverlust möglichst gering zu halten, wurde der Kreuzgegenstrom von Gas/Lösung zum Kühlwasser gewählt und die dabei auftretenden, geringen Einbußen an der zur Verfügung stehenden Triebkraft, bewusst in Kauf genommen.

Darüber hinaus ist die sehr einfache Verarbeitung (ausgezeichnete Biegefähigkeit bei geringem Radius, Ausgleich von Zugspannungen, einfache Montage) vorteilhaft.

Der mit diesen Grundsätzen beschriebene Steigfilmabsorber wurde als Versuchsanlage realisiert und erprobt (vgl. Kap. 3).

## 2. Anwendung der Wärmetransformation zur Energieeinsparung

### 2.1. Stoffsysteme für die Wärmetransformation und ihre Anwendbarkeit für offene Systeme

Die Anforderungen an Arbeitsstoffsysteme für offene Prozesse der Wärmetransformation unterscheiden sich von den Arbeitsstoffsystemen für geschlossene Prozesse zum Teil erheblich. So kommt, durch den direkten Kontakt mit der Umwelt, bei den offenen Systemen neben den notwendigen thermodynamischen Eigenschaften den umweltrelevanten Eigenschaften wie Grundwasser- und Atmosphärengefährdung bzw. Brennbarkeit und Toxizität eine besondere Bedeutung zu, während im geschlossenen Fall das Hauptaugenmerk eher auf physikalisch – technologischen Eigenschaften wie Dampfdruckabsenkung, Verdampfungsenthalpie, Verdampfungstemperatur oder Viskositätsverhalten gerichtet werden kann.

Da in den allermeisten Fällen des offenen Wärmetransformationsprozesses die latente Wärme des Wasserdampfs als Abwärmepotential genutzt werden wird, Wasser in jeglicher Hinsicht als unbedenklich gelten kann, ist es als Arbeitsmittel sehr gut geeignet. Neben der Unbedenklichkeit hinsichtlich der Umweltverträglichkeit besitzt es auch eine Reihe günstiger physikalischer Eigenschaften wie z.B. eine hohe Verdampfungsenthalpie und einen moderaten Dampfdruck bei den relevanten Temperaturen.

Das Lösungsmittel für den Wasserdampf sollte preiswert, ungiftig, nicht brennbar und nicht schäumend sein und darüber hinaus keinen, oder nur einen sehr geringen, eigenen Dampfdruck besitzen, um eine einfache Lösungsmittelregeneration sicherzustellen.

Da die in Frage kommenden, organischen Stoffe einen merklichen eigenen Dampfdruck besitzen und eine Rektifikation immer unvollständig bleibt, kommen als Lösungsmittel für Wasserdampf praktisch vor allem Salzlösungen, Säuren und Laugen in Betracht bei denen in der Regel nur der Wasseranteil zum Dampfdruck beiträgt.

Thermodynamisch geeignete Laugen wie Kali- oder Natronlauge [17] bilden in Anwesenheit von Kohlendioxid schwer lösliche Carbonate, so dass diese Laugen für viele Anwendungsfälle der offenen WT ebenfalls nicht einsetzbar sind.

Das System Lithiumbromid – Wasser hat sich als Arbeitsstoffsystem für geschlossene Absorptionskälteanlagen bewährt. Die Stoffdaten des Systems (bzw. davon abgeleitete ASS) sind in hoher Genauigkeit bekannt [12, 13, 14, 15, 16, 61, 62]. Problematisch sind die Kristallisationsgefahr bei niedrigen Temperaturen und die hohe Korrosivität von Lithiumbromid bei Anwesenheit von Luftsauerstoff [27].

Ebenfalls geeignet, jedoch mit etwas schlechteren thermodynamischen Eigenschaften, sind Salzlösungen auf Chlorid- oder Nitratbasis. Speziell die Nitratsalze besitzen zwar eine Reihe günstiger Eigenschaften, sind jedoch noch wenig für die Verwendung in offenen Absorptionswärmepumpen untersucht worden.

## 2.2. Experimentelle Untersuchungen offener Sorptionskreisprozesse oSKP (am Beispiel BHKW)

### 2.2.1. Wirkungsgradsteigerung eines BHKW durch Einsatz eines offenen Absorptionskreisprozesses

BHKWs werden wegen der realisierten Kraft-Wärme-Kopplung zur effektiven Versorgung verschiedenster Einrichtungen mit Wärme und Elektrizität verwendet. Für die Bewertung eines BHKW können der energetische Gesamtwirkungsgrad und der exergetische Wirkungsgrad herangezogen werden. Der energetische Wirkungsgrad ergibt sich aus der abgegebenen Nutzleistung – thermisch und elektrisch – in Bezug auf die eingesetzte Brennstoffenergie:

$$\eta_{ges,BHKW} = \frac{P_{nutz}}{\dot{m}_{Br} \cdot h_{Br}} \quad (6)$$

Der exergetische Wirkungsgrad eines BHKWs wird durch die zur Verfügung stehenden Exergieanteile der Nutzenergien – Strom und Wärme – zur eingesetzten Exergie definiert. Er ist deshalb von der Stromkennziffer des verwendeten BHKWs und dem Temperaturniveau der Nutzwärmen abhängig und bewegt sich zurzeit zwischen 30 und 60%.

Traditionell wird die aufgewendete Brennstoffenergie durch den unteren Heizwert dargestellt. Typische Gesamtwirkungsgrade bewegen sich zurzeit zwischen 85 – 95 %. Berechnet man die Wirkungsgrade mit dem oberen Heizwert des Brennstoffes, ergeben sich in Abhängigkeit vom eingesetzten Brennstoff, Wirkungsgrade die bis zu 12 % niedriger sind.

Für den energetischen Gesamtwirkungsgrad des BHKWs  $\eta_{ges,BHKW}$

$$\eta_{ges,BHKW} = \frac{(P_{el} + \dot{Q}_{therm})}{\dot{m}_{Br} \cdot h_{Br}} = \frac{(P_{el} + \dot{Q}_{Motor} + \dot{Q}_{Generator} + \dot{Q}_{Abgas})}{\dot{m}_{Br} \cdot h_{Br}} \quad (7)$$

spielen die Verluste im Abgaswärmetauscher eine große Rolle. Neben der unvermeidlichen Temperaturdifferenz zwischen Abgasaustrittstemperatur und der Rücklauftemperatur des Heizkreislaufes, ist es vor allem, die unter der Rücklauftemperatur liegenden Taupunktstemperatur, die eine spürbare Verringerung des Wirkungsgrades verursacht, denn dadurch muss die latente Rauchgaswärme über den Schornstein ungenutzt an die Umgebung abgeführt werden. Ziel der Untersuchungen war es daher, die, bei Nutzung der Latentwärme durch Integration eines Sorptionskreisprozesses erreichbare Steigerung des Gesamtwirkungsgrades des BHKWs, zu ermitteln.



In einem von der DBU geförderten Projekt [21] wurde das Energiesparpotential eines offenen Sorptionskreisprozesses mit dem Stoffpaar Lithiumbromid – Wasser in Verbindung mit einem BHKW – Abgas untersucht. Dabei interessierte besonders, wie hoch der Anteil der genutzten Latentwärme bei unterschiedlichen Heizungsrücklauftemperaturen ist.

### 2.2.2. Heizungsanlage des Betriebes und Integration der Versuchsanlage

Dazu wurde in den bestehenden Heizungskreislauf eines Betriebes eine Versuchsanlage integriert (vgl. 2.2.3). Die maximalen Vor- und Rücklauftemperaturen der Heizung bewegen sich bei ca. 90 °C und 70 °C.

Das vom zwei, parallel arbeitenden BHKWs, erzeugte 90 grädige Heizwasser wird über einen Heizungsverteiler in einen Warmwasserspeicher gepumpt. Liegt der Wärmebedarf des Verbrauchers über der thermischen Leistung der BHKW, sinkt die Temperatur im Speicher solange, bis dieses Defizit durch Zuschalten eines Spitzenlastkessels ausgeglichen wird. Wenn weniger Wärme benötigt als angeboten wird, steigt die Speichertemperatur an. Wird dabei eine Grenztemperatur überschritten, erfolgt die Abschaltung des BHKW. Die Regelung des gesamten Heizkreislaufes erfolgt durch eine zentrale Steuerung. Es können jedoch per Handsteuerung zusätzliche Wärmeverbraucher in den Kreislauf eingebunden werden. Dies erlaubt die Variation der Heizungsrücklauftemperatur von ca. 30 °C bis 90 °C.

Während das BHKW I durch die Versuchsanlage erweitert wurde, blieb das BHKW II unverändert. Bei beiden BHKW – Modulen handelt es sich um Erdgasbetriebene BHKWs der Firma Steinecke (Typ elcon 15) mit einer Primärenergieleistung ( $H_{Br}$ ) von 54 kW [23]. Das BHKW II liefert über den Motor – und den Abgaswärmeübertrager thermische Energie direkt in den Heizungsverteiler. Beim BHKW I wurde der Abgaswärmeübertrager entfernt und durch 2 Wärmeübertrager der Versuchsanlage ersetzt. Weitere Angaben über die verwendete BHKWs sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Primärenergie	Erdgas
Gasanschlusswert	54 kW
Gasnennverbrauch	6,0 m <sup>3</sup> /h
Elektrischer Wirkungsgrad	28 %
Thermischer Wirkungsgrad	65 %
Gesamtwirkungsgrad	93 %

Tabelle 1: Basisdaten BHKW-Modul

Das von den BHKW – Modulen verwendete russische Erdgas besteht zu 98 Vol% aus Methan [24] und besitzt einen unteren Heizwert von  $H_{uBR} = 35170 \text{ kJ} / \text{m}^3$ . Wird das BHKW bei Nennleistung betrieben, ist ein Erdgasvolumenstrom von ca.  $\dot{V}_{Br} = 6,0 \text{ m}^3 / \text{h}$  i.N. aufzuwenden.

Betrachtet man das verwendete Erdgas als reines Methan und führt dafür eine Verbrennungsrechnung unter stöchiometrischen Bedingungen durch, so ergibt sich eine entstehende Wasserdampfmasse von  $m_{\text{H}_2\text{O}} = 2,25$  kg pro Kilogramm eingesetztem Methan.

Ist die Verbrennungsluft vollkommen trocken, ergibt sich ein Wasserdampfgehalt im Abgas von  $x = 135$  g / kg tr.L.. Nimmt man dagegen an, dass die Verbrennungsluft eine relative Feuchte von  $\varphi = 50$  % bei  $T = 20$  °C aufweist, so ergibt sich ein Wasserdampfgehalt von  $x = 142$  g / kg. Die Taupunkte liegen mit 57,6 °C bzw. 58,6 °C erheblich unter der Temperatur des Heizungsrücklaufes von  $\text{THRL} = 70$  °C. Die stöchiometrische Berechnung ist gut geeignet für BHKWs mit geregelttem Katalysator, da die Luftüberschusszahl  $\lambda$  bei ca. 0,99 bis 1,005 liegt [26].

Werden zur Abgasreinigung Oxydationskatalysatoren verwendet, setzen diese eine Verbrennung im Magerbetrieb voraus. Die Luftüberschusszahl  $\lambda$  kann in diesem Fall Werte bis  $\lambda = 1,6$  und mehr annehmen [26]. Den Einfluss der Luftüberschusszahl auf den Wasserdampfgehalt im Abgas des BHKW und die resultierende Taupunkttemperatur, kann Bild 7 entnommen werden. Wird die Luftüberschusszahl auf  $\lambda = 1,6$  erhöht ist neben der Verringerung des Wassergehaltes auf ca. 90 g / kg tr.L. auch eine Zunahme des Restsauerstoffgehaltes auf ca. 7,5 % zu beobachten.

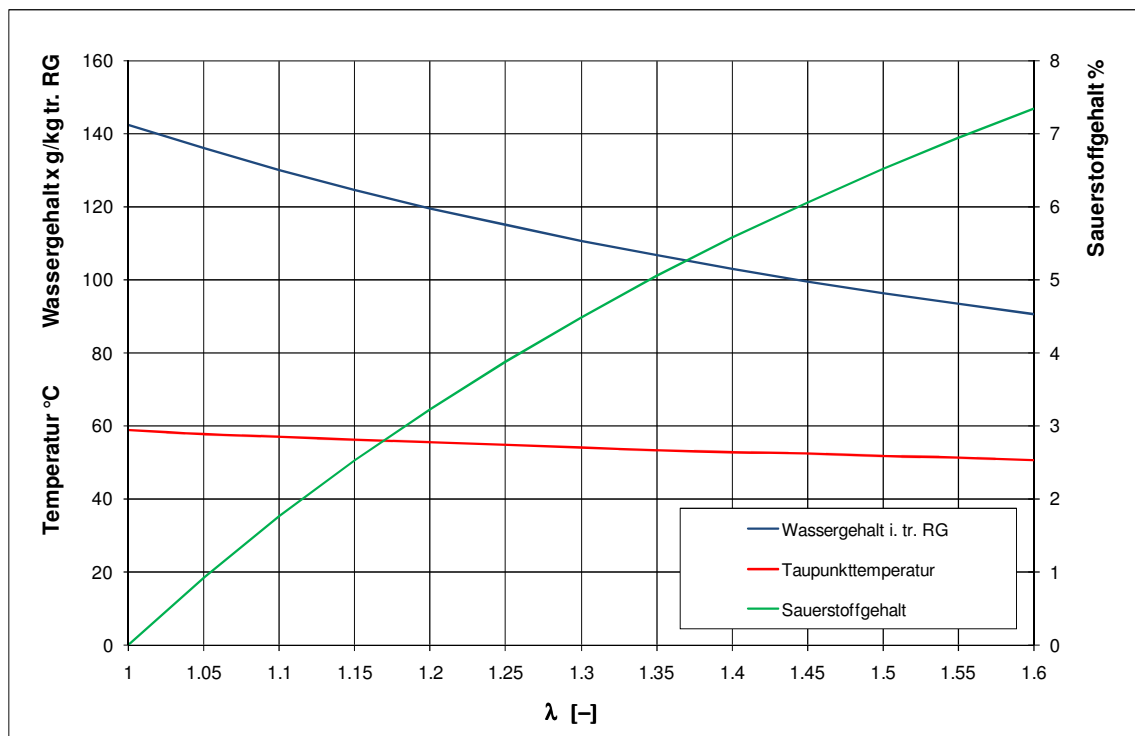


Bild 7: Feuchtegehalt des Abgases bei der Verbrennung von Methan in Abhängigkeit vom Luftüberschuss  $\lambda$

Da der Effekt der Sorptionskreisprozesse letztendlich auf der Erhöhung des Abgastaupunktes beruht, ist der Magermixbetrieb des BHKW im Vergleich zur stöchiometrischen Verbrennung durch einen erhöhten Aufwand charakterisiert. Ebenfalls ungünstig wirkt sich der größere Abgasvolumenstrom auf die auszuführenden Rohr-

bzw. Apparatedurchmesser aus. Letztendlich erhöht die Anwesenheit von Sauerstoff im Abgas das Korrosionspotential beträchtlich. Der  $\lambda = 1$  Betrieb ist demzufolge besser für die Einbindung eines Sorptionskreisprozesses geeignet.

### 2.2.3. Versuchsanlage

Bild 8 zeigt die realisierte Versuchsanlage. Das vom BHKW kommende heiße Abgas wird durch 2 Abgaswärmeübertrager geführt und gelangt anschließend in den Gegenstromabsorber. Der ursprünglich vorhandene Abgaswärmeübertrager des BHKW wurde auf Grund zu erwartender Korrosionsprobleme entfernt. Das, den Absorber verlassende Abgas, wird wieder in die BHKW – Abgasstrecke zurückgeführt und schließlich an die Umgebung abgegeben. Die reiche Lösung gibt im Lösungswärmetauscher LWT Wärme an den Heizungsrücklauf ab und wird erneut in den Absorber geführt. Ein Teilstrom wird zur Regeneration der Lösung entnommen und dem Desorber zugeführt. Für die Beheizung des Desorbers wird im Rauchgaswärmetauscher I Energie an ein Wärmeträgeröl abgegeben, welches anschließend durch den Desorber gepumpt wird. Das entstehende Lösungs – Dampf Gemisch wird im Phasentrenner PT separiert. Der Dampf gibt im Kondensator (nahe Normaldruck) Wärme an den Heizungsvorlauf ab. Das entstehende Kondensat wird nach einer Neutralisation im Kalksteinbett, aus dem System ausgeschleust. Die Menge und der pH – Wert des Kondensates können ermittelt werden.

Wärmeträgerbeheizter Desorber – Zweikreisschaltung

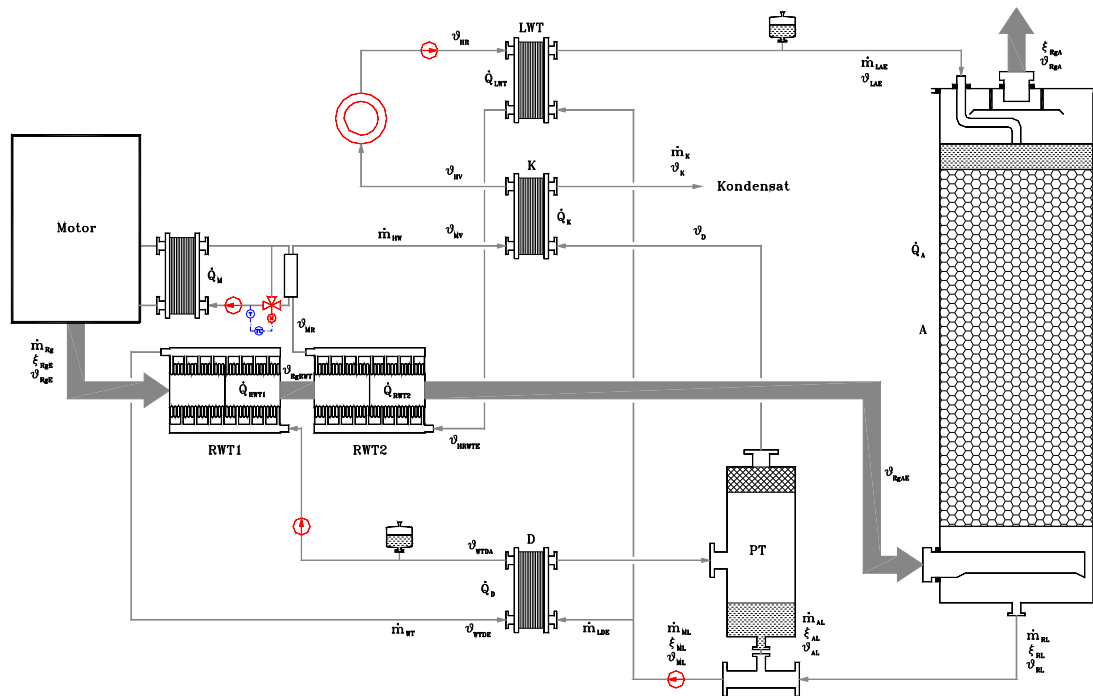


Bild 8: Schema der Versuchsanlage HTBWN am BHKW

Die arme Lösung wird mit der reichen Lösung zur Mischlösung vermischt und gelangt dadurch wieder in den Hauptlösungskreislauf. Da die zur Regeneration der Lösung im Desorber erforderliche Energie nur einen Teil der Abgasenergie ausmacht, ist zur Senkung der Abgastemperatur ein weiterer Wärmeübertrager RWT II notwendig. Die hierbei ausgekoppelte Wärme wird an den Heizkreislauf abgegeben.

Aus Tabelle 2 können die wichtigsten Daten der verwendeten Maschinen und Apparate entnommen werden.

BHKW	Steinecke elcon 15	
RWT I	Giannoni	$A_{w\ddot{U}} = 2,1 \text{ m}^2$
RWTII	Giannoni	$A_{w\ddot{U}} = 2,1 \text{ m}^2$
Desorber	PWÜ Schmitt – Bretten	$A_{w\ddot{U}} = 1,3 \text{ m}^2$
LWT	PWÜ Cetetherm	$A_{w\ddot{U}} = 3,0 \text{ m}^2$
Kondensator	PWÜ Cetetherm	$A_{w\ddot{U}} = 0,24 \text{ m}^2$
Lösungspumpe	Schmitt	$V_{\text{max}} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ $H_{\text{max}} = 8 \text{ m}$
Absorber	HL Kunststofftechnik	$d_{\text{Abs}} = 0,35 \text{ m}$ , $H = 2,20 \text{ m}$

Tabelle 2: Basisdaten Versuchsanlage „HTBWN an BHKW“

Der Regelmechanismus der Versuchsanlage muss eine annähernde Konstanz der Lösungskonzentration bei schwankenden Betriebsparametern gewährleisten. Dies wurde durch die Regelung der Desorberaustrittstemperatur TLDA erreicht. Dazu wird der Volumenstrom durch den Desorber mit Hilfe eines Regelventils derart gewählt, dass sich am Desorberausgang eine Lösungstemperatur von  $TLDA = 150 \text{ }^\circ\text{C}$  einstellt. Diese Temperatur entspricht bei einem Systemdruck von  $p = 100 \text{ kPa}$  einer Konzentration von  $\xi_{\text{aL}} = 57 \text{ } \%$ . Durch die konstante Lösungstemperatur werden eine zu starke Aufkonzentrierung der Lösung und damit die Gefahr der Kristallisation bei Lösungsabkühlung vermieden. Gleichzeitig garantiert die Regelung der Desorberaustrittstemperatur eine stabile Prozessführung bei hoher Anlageneffektivität. Weiterhin wird die aufgenommene Rauchgasfeuchte mit sinkender Lösungskonzentration immer geringer, so dass sich in Richtung sinkender Konzentration auch die benötigte Desorptionsenergie immer mehr verringern würde. Andererseits steigt die aufgenommene Rauchgasfeuchte bei sehr hohen Konzentrationen an, wobei auch der „Verdünnungseffekt“ der Lösung zunimmt. Man kann daher mit einem eher trägen und gutmütigen Regelverhalten rechnen.

#### 2.2.4. Messtechnik

Für die vollständige Bilanzierung aller auftretenden, relevanten Stoff- und Energieströme sind die in der Tabelle im Anhang 8.2 aufgeführten Messgrößen erfasst worden. Die Abfrage der zeitlich gemittelten Messdaten erfolgte im Abstand von 30 Sekunden über eine automatisierte Messdatenerfassung. Die gewonnenen Daten werden mittels Tabellenkalkulation ausgewertet.

#### 2.2.5. Experimentelle Ergebnisse

Die Versuchsanlage wurde mit Lithiumbromid Konzentrationen von ca. 45 % bis 58 % betrieben. Die Konzentration der Lösung ist nach oben hin durch die Kristallisationsgefahr der Lösung beim langsamen

Abkühlen (in Folge von Wartungsarbeiten am BHKW / Heizungssystem o.ä.) begrenzt. Müssen Konzentrationen erzielt werden, deren Kristallisationspunkt nicht unterhalb der Umgebungstemperatur liegen, ist eine zusätzliche Verdünnung bei Abschaltung der Anlage wie in [43] beschrieben, möglich. Neben einer Einschätzung des Betriebsverhaltens der Versuchsanlage beim An- und Abfahren, interessierte besonders die zu erzielende Gesamtwirkungsgradsteigerung bei den verschiedensten Betriebsbedingungen. Berechnungen zeigten [21], dass mit Wirkungsgradsteigerungen bis zu 12,5 % gerechnet werden kann.

## 2.2.6. Anfahrverhalten der Anlage

Das Anfahrverhalten wird im Wesentlichen durch die notwendige Erwärmung der umlaufenden Lösungsmassen; und der verschiedenen Apparatemassen charakterisiert. Während die Apparatemassen nur geringfügig variabel gestaltet werden können, ist die Gesamtmenge der Lösung in gewissen Grenzen relativ frei wählbar. Nach unten ist die Lösungsmenge dadurch festgelegt, dass das sichere Ansaugen der Lösungspumpe(n) gewährleistet sein muss. Ziel ist es, die notwendige Erwärmung in möglichst kurzer Zeit zu realisieren, da bei Umgebungstemperatur die Abgasfeuchte schon vor der Anlage teilweise auskondensiert. Die während des Anfahrprozesses einkondensierte Feuchte trägt einerseits zur zügigen Erwärmung der Anlage bei, muss andererseits jedoch während des Normalbetriebs wieder entfernt werden, so dass die Zeit des Anfahrprozesses als Verlust zu werten ist, da beim Abfahren der Anlage die in der Lösungsmasse gespeicherte Energie nicht mehr genutzt werden kann. Zur zeitlichen Bewertung des Anfahrprozesses können die Temperaturanstiege des Gases, der Lösung und des Wärmeträgeröls, nach Inbetriebnahme der Anlage, herangezogen werden. Die in Bild 9 dargestellten Temperaturverläufe des Gases lassen einen ca. 10 minütigen, sehr steilen Anstieg für die Eintrittswerte der Rauchgaswärmetauscher I und II erkennen (Austritt RWT 1 entspricht Eintritt RWT 2 vgl. Bild 8).

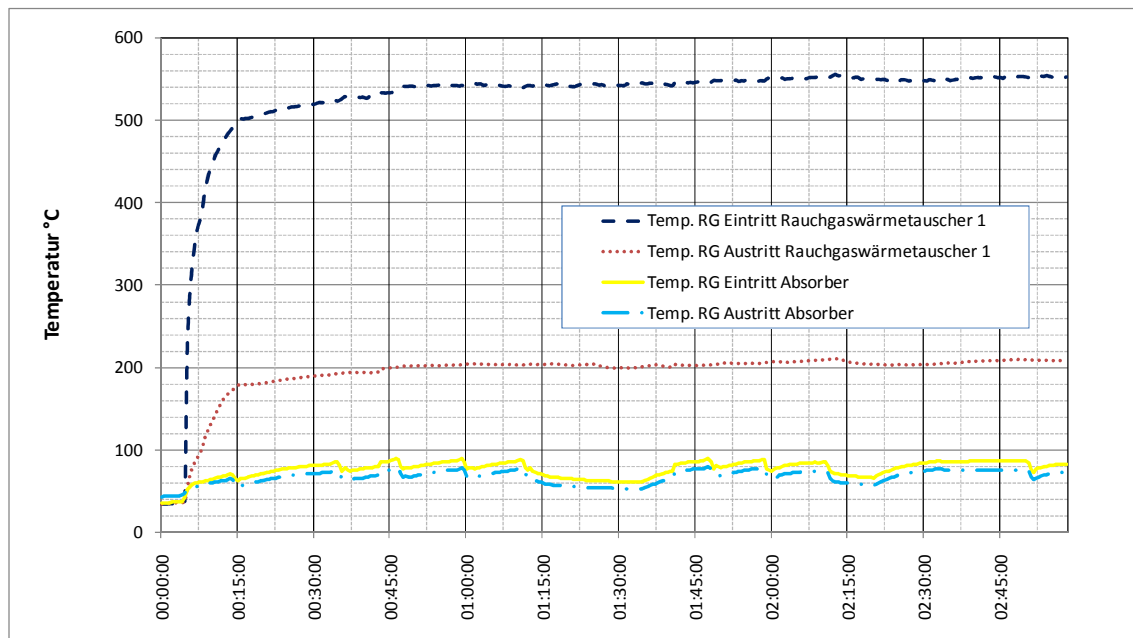


Bild 9: Anfahrverhalten der Versuchsanlage – Temperaturverlauf des Rauchgases

Dieser geht für ca. 30 Minuten in einen flacheren Anstieg über. Nach ca. 45 Minuten wird keine weitere Temperaturerhöhung mehr festgestellt. Der Rauchgaswärmetauscher I arbeitet dementsprechend im stationären Bereich. Für den Rauchgaswärmetauscher II und den Absorber ist keine eindeutige Aussage möglich, da die entsprechenden Anstiege der Ein- bzw. Austrittstemperaturen des Gases schon durch das typische Schwingungsmuster der Heizungssteuerung des Betriebes überlagert sind. Jedoch sind auch hier keine weiteren Erhöhungen der Spitzentemperaturen 45 Minuten nach Inbetriebnahme mehr zu erkennen.

Im Bild 10 ist für die Lösungseintrittstemperatur in den Absorber ein ca. 10 Minuten dauernder, gleichmäßiger Anstieg zu beobachten, dem das Einsetzen der Temperaturschwankungen folgt. Da die, in den Absorber eintretende Lösung, zu Beginn kälter ist als der Heizungsrücklauf, bedeutet dies, dass die Lösung durch das Heizungssystem erwärmt wird. Wird die Lösungstemperatur betrachtet, welche den Desorber verlässt, so kann man wieder einen kurzen, steilen Temperaturanstieg und einen nachfolgenden, weit weniger starken Anstieg erkennen.

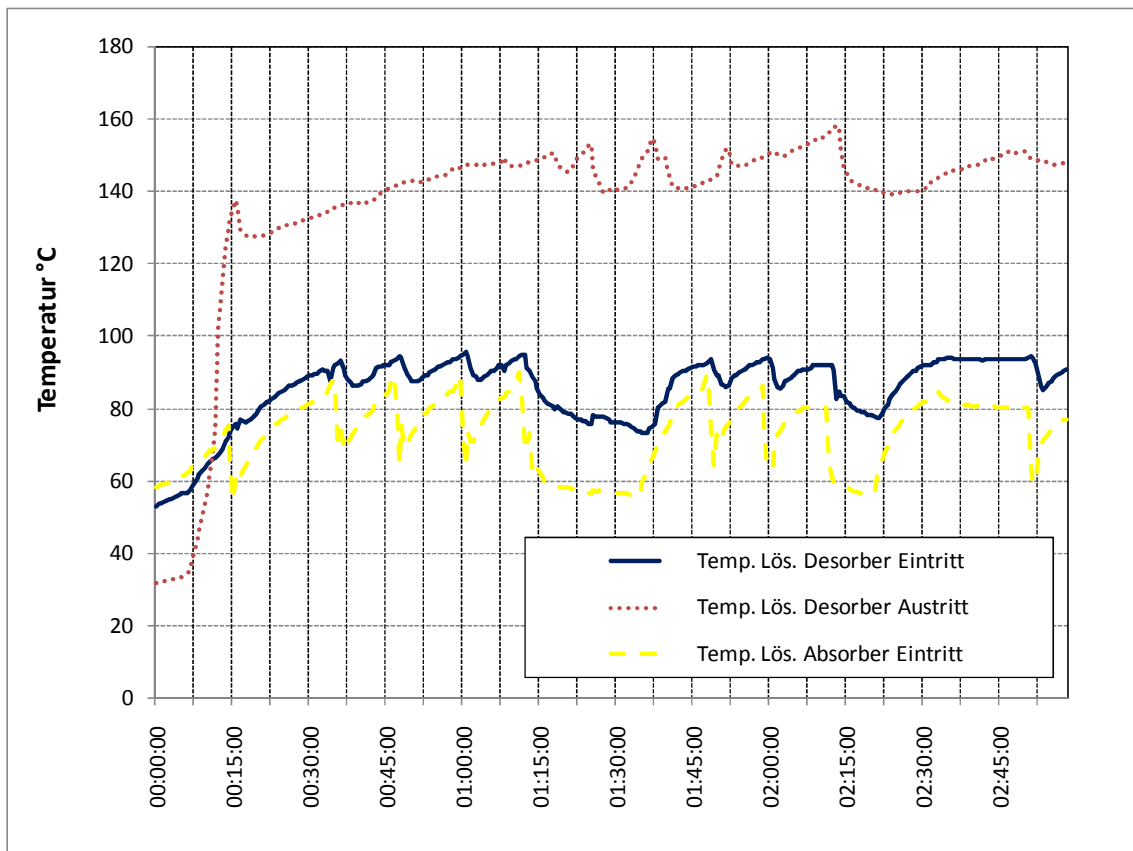


Bild 10: Anfahrverhalten der Versuchsanlage – Temperaturverlauf der Lösung

Der qualitativ gleiche Temperaturverlauf lässt sich auch beim Wärmeträgeröl (Bild 11) erkennen. Dass die Temperaturspreizung des Wärmeträgeröl bei ca. 150 °C schlagartig größer wird, kann mit der einsetzenden Desorption und dem damit enorm gestiegenen Wärmebedarf erklärt werden. Der sich dann anschließende,

sowohl in der Lösungstemperatur, als auch beim Wärmeträgeröl und auch dem Rauchgas widerspiegelnde moderate Temperaturanstieg, ist durch eine Aufkonzentrierung der Lösung von ca. 46,5 % auf 49,0% verursacht. Wird die Anlage nur für kürzere Zeit abgeschaltet (Bilder 9 – 11) und ist dadurch die Auskühlung der Lösung und der Apparate noch nicht sehr weit fortgeschritten, so kann man einen Wiederanstieg auf Betriebstemperatur innerhalb von 15 Minuten beobachten.

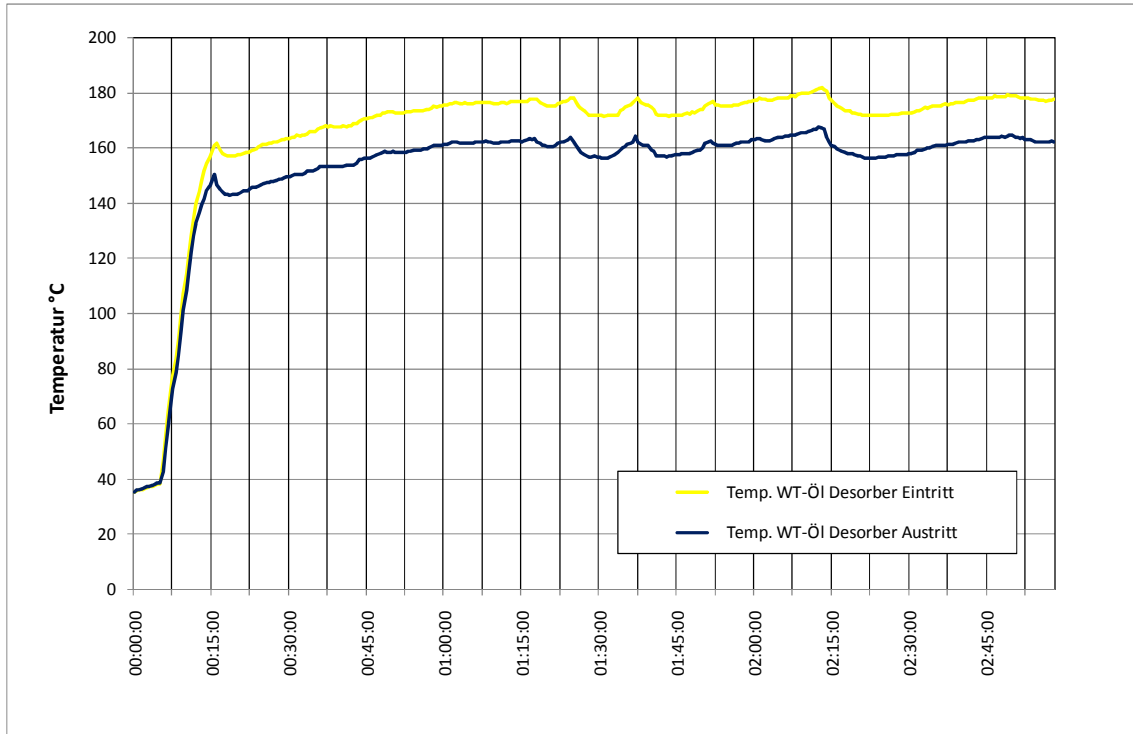


Bild 11: Anfahrverhalten der Versuchsanlage – Temperaturverlauf des Wärmeträgeröls

### 2.2.7. Einfluss der Heizungsrücklauf­temperatur

Die Heizungsrücklauf­temperatur stellt das niedrigste Nutztemperaturniveau dar und besitzt daher große Bedeutung für die Gesamteffizienz des Verfahrens. Niedrige Rücklauf­temperaturen sind gleichbedeutend mit niedrigen Lösungseintrittstemperaturen in den Absorber und lassen damit große Entfeuchtungen zu. Die im stationären Betrieb der Anlage erzielbaren Wirkungsgradsteigerungen wurden daher in Abhängigkeit von der Heizungsrücklauf­temperatur ermittelt.

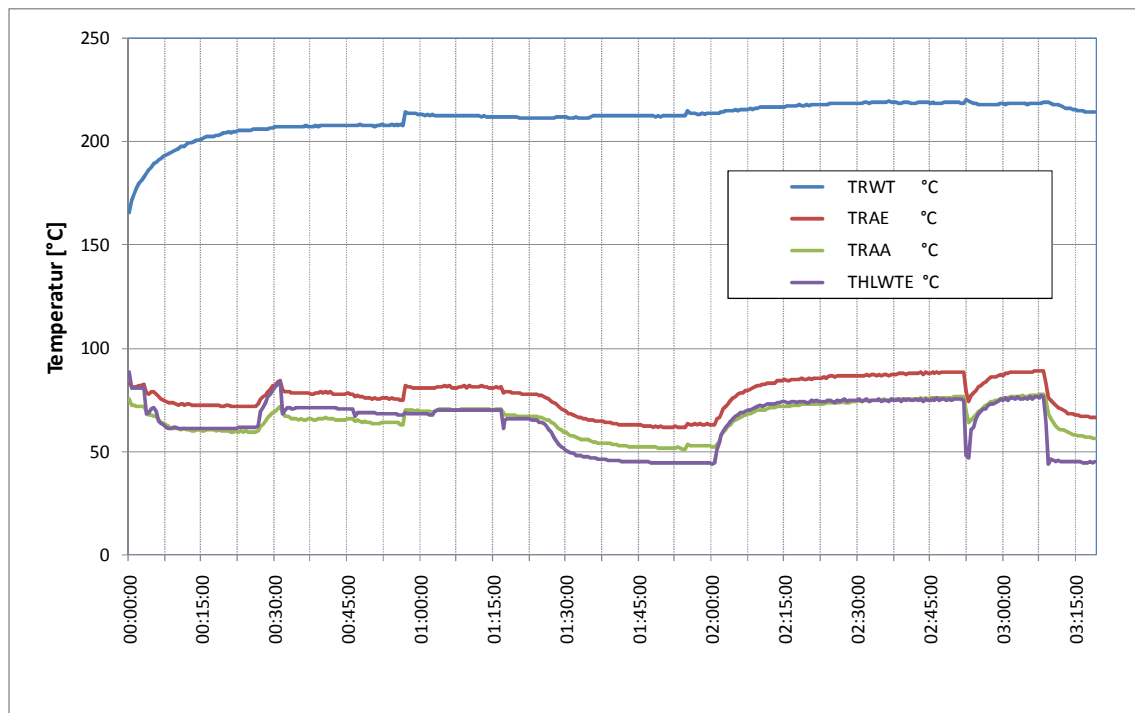


Bild 12: Einfluss der Heizungsrücklauf­temperatur auf die Rauchgasabkühlung

In Bild 12 ist der zeitliche Verlauf der Abgastemperaturen und der Heizungsrücklauf­temperatur (THLWTE) dargestellt. Gut erkennbar ist, dass die Temperaturen des Abgases der Heizungsrücklauf­temperatur qualitativ sehr ähnlich sind. Durch die Kopplung der Lösungstemperatur am Absorberkopf an die Rücklauf­temperatur ist auch die Abgasaustrittstemperatur aus dem Absorber durch die Rücklauf­temperatur festgelegt. Die Abgaseintrittstemperatur in den Absorber ist ebenfalls durch die Heizungsrücklauf­temperatur beeinflusst, da das Heizungswasser nach Passieren des Lösungswärmeübertragers LWT in den Abgaswärmetauscher RWT II gelangt und dort die Abgasaustrittstemperatur bestimmt.

Da der Absorber als ein adiabater Absorber ausgeführt wurde, ist die im Absorber erzielte Temperaturerhöhung der Lösung ein Maß für die Menge an absorbiertem Wasserdampf.

In Bild 13 ist – bei konstantem Lösungsumlauf – die erzielte Temperaturerhöhung im Absorber bei der entsprechenden Heizungsrücklauf­temperatur dargestellt. Gut zu erkennen ist die mit sinkender



Rücklauf­temperatur ansteigende bzw. mit steigender Rücklauf­temperatur abfallende Temperatur­differenz der Lösung im Absorber. Wird beispielsweise die Heizungsrücklauf­temperatur zu 62 °C gewählt, beträgt die Lösungserwärmung im Absorber ca. 6 K. Wird die Heizungsrücklauf­temperatur auf 70 °C erhöht, sinkt die erzielte Lösungserwärmung auf 5 K ab. Wird dagegen eine Heizungsrücklauf­temperatur von nur 45 °C gewählt, erwärmt sich die Lösung um ca. 9 K.

Wenn die Temperatur­differenz der Lösung in den negativen Bereich gelangt, so bedeutet dies, dass eine Desorption von Wasserdampf aus der Lösung im Absorber stattfindet.

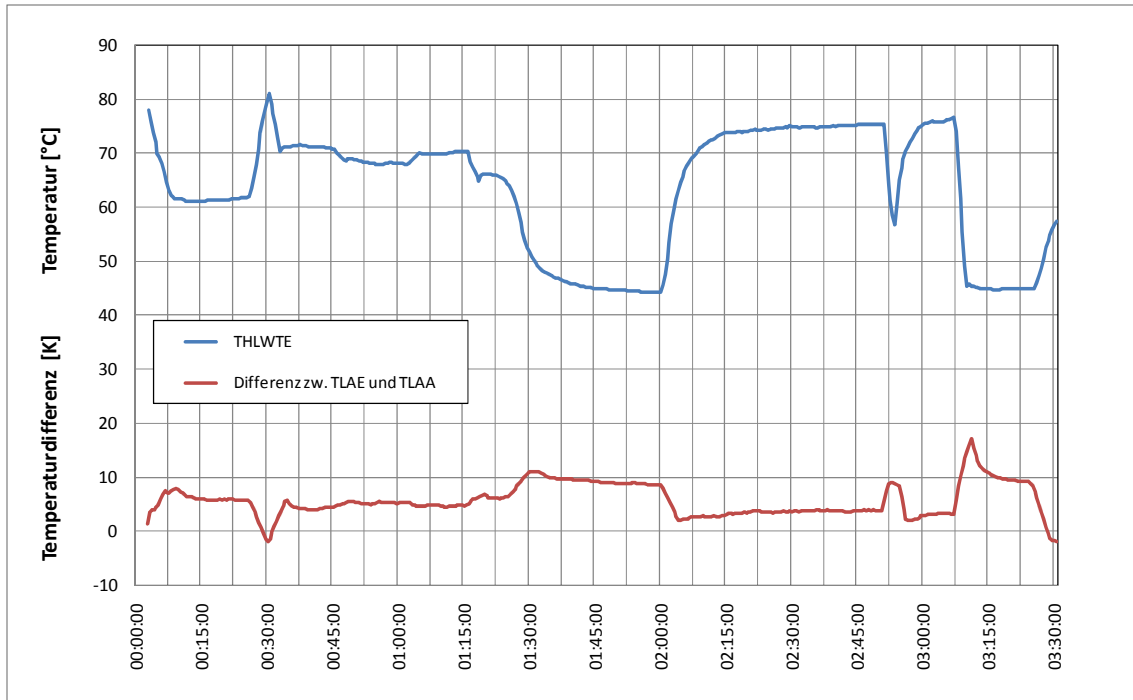


Bild 13: Differenzen zwischen Austritts- und Eintrittstemperatur der Lösung in den Absorber bei verschiedenen Rücklauf­temperaturen

Dies ist im gewählten Beispiel bei Heizungsrücklauf­temperaturen größer 80 °C der Fall (Zeitpunkt ca.00:30:00) und führt zu einem rapiden Abfall, der an den Heizkreislauf abgegebenen Wärme.

## 2.3. Bewertung offener Sorptionskreisprozesse am Beispiel BHKW

### 2.3.1. Berechnung und Simulation

Für die Überprüfung der experimentellen Ergebnisse wurde ein mathematisches Modell entwickelt, das die Berechnung aller relevanten Zustände in den Apparaten der Versuchsanlage nach Bild 8 ermöglicht. Grundlage für das Modell sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Komponenten und Energie in den jeweiligen Apparaten (vgl. Anhang 8.4). Der Einfluss verschiedener Parameter wird anschließend näher betrachtet.

Die für die Wärmerückgewinnung wichtigste Größe ist die Feuchte des Abgasstromes. Diese ist sowohl vom Betriebsregime des BHKWs, als auch vom eingesetzten Brennstoff abhängig. Das BHKW – Abgas wird nach dem RWT II in den adiabaten Gegenstromabsorber geleitet. Die in den Absorber eintretende arme Lösung steht näherungsweise im Gleichgewicht mit dem Abgas am Absorberkopf. Dadurch wird die erreichbare Entfeuchtung durch die Temperatur und die Konzentration der eintretenden Lösung bestimmt. Liegt das Temperaturniveau der zur Verfügung stehenden Antriebswärme über der Desorptionsendtemperatur, kann die Konzentration relativ frei gewählt werden und ist nur durch physikalische – technologische Grenzen (Kristallisationsgefahr, Druckverlust) limitiert. Dies gilt allerdings nur, wenn die insgesamt zur Verfügung stehende Antriebswärme ausreicht, um das einkondensierte Wasser, wieder vollständig zu desorbieren. Dagegen ist die Temperatur der Lösung nicht variabel, sondern vielmehr durch das Temperaturniveau im Wärmeübertrager LWT und damit vom Heizungsrücklauf abhängig. Eine weitere variable Größe ist der Anteil des Lösungsmassenstromes ( $\dot{m}_{DES}$ ) der für die Regeneration herangezogen wird, zum Gesamtlösungsstrom  $\dot{m}_{ML}$ . Dieser muss so groß gewählt werden, dass die zur Regeneration der Lösung benötigte Konzentration der armen Lösung nicht unzulässig hoch wird. Das Gleiche gilt für die Desorptionsendtemperatur, da mit sinkendem Verhältnis  $\dot{m}_{DES}/\dot{m}_{ML}$  die Konzentration und dadurch auch die Temperatur der armen Lösung ansteigt. Nach oben ist der Lösungsanteil durch den Desorber durch die zur Verfügung stehende Desorptionsenergie und wirtschaftliche Überlegungen limitiert. Wird der Anteil durch den Desorber erhöht, ist eine entsprechend vergrößerte Wärmeübertragungsfläche zu installieren, da die gesamte Lösung von der Mischtemperatur auf die Siedetemperatur gebracht werden muss. Günstige Werte für den Desorberteilstrom bewegen sich zwischen 0,05 bis 0,25.

Dadurch ergeben sich die folgenden wichtigen Einflussgrößen auf die Effektivität des Sorptionskreisprozesses: *Rauchgasfeuchte*, *Lösungskonzentration*, *Rücklauftemperatur* und der *Lösungsumlauf*  $f$ . Der Lösungsumlauf  $f$  entspricht der Lösungsmenge, die bei der Absorption von 1 kg Arbeitsmittel umläuft.

Die Beeinflussung der erzielbaren Abgaswärmerückgewinnung  $\dot{Q}_{Nutz}/\dot{H}_{RG}$  durch die genannten Größen wurde an Hand einer Parameterstudie untersucht.

## Rauchgasfeuchte

Bild 14 zeigt den Einfluss der Rauchgasfeuchte auf das erreichbare Verhältnis von genutzter Abgasenthalpie zur Gesamtabgasenthalpie (auf oberen Heizwert bezogen) bei einer Rücklauf­temperatur von 70°C. Das Regenerationsmassenstromverhältnis  $\dot{m}_{DES} / \dot{m}_{ML}$  wurde 5 % bis 20 % variiert.

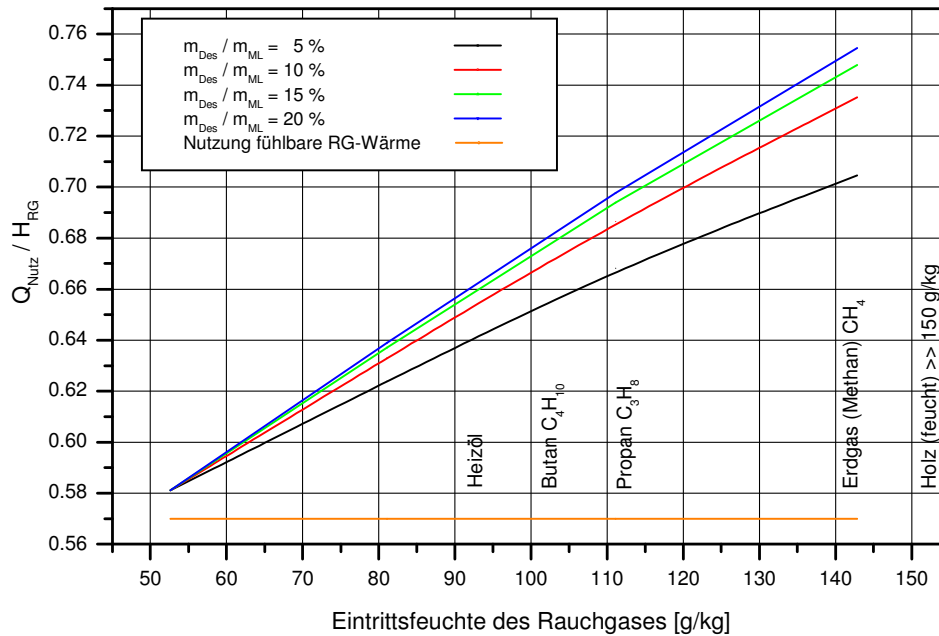


Bild 14: Einfluss der Eintrittsfeuchte des Rauchgases auf das Verhältnis Nutzenergie / Rauchgasenthalpie

Zur Orientierung sind die sich ergebenden Abgasfeuchten bei der stöchiometrischen Verbrennung von verschiedenen Brennstoffen angegeben. Erwartungsgemäß ist das Verhältnis  $\dot{Q}_{Nutz} / \dot{H}_{RG}$  abhängig von der spezifischen Brennstoffzusammensetzung, da diese den Wasserdampfgehalt im Abgas bestimmt. So können bei der Verbrennung von Erdgas ca.  $\frac{3}{4}$  der Abgasenthalpie für die Heizung – trotz hoher Rücklauf­temperatur von 70 °C – nutzbar gemacht werden. Kann dagegen nur die fühlbare Abgaswärme gewonnen werden, ist nur eine 57 prozentige Abgasnutzung möglich. Sinkt die Abgasfeuchte unter ca. 50 g / kg (Taupunkt < 40°C) , ist eine Nutzung der latenten Wärme unter den gegebenen Randbedingungen nicht mehr möglich.

Die überstöchiometrische Verbrennung ist durch die verringerte Abgasfeuchte möglichst zu vermeiden.

## Lösungskonzentration

Die gewählte Lösungskonzentration bestimmt über das Wasserdampfgleichgewicht am Absorberkopf direkt die Entfeuchtung und damit auch die Größe der genutzten Latentwärme. In Bild 15 ist für die drei Heizungs­rücklauf­Vorlauf­temperaturen (RL / VL) 30/50 °C, 50/70 °C und 70/90 °C der jeweilige nutzbare Wärmeanteil in

Abhängigkeit der Lösungskonzentration ( $\xi_{ML}$ ) angegeben. Zum Vergleich ist die Grenze der alleinigen Nutzung der fühlbaren Wärme (Rücklauftemperatur = 70°C) angegeben. Zu bemerken ist dabei, dass der Anteil der fühlbaren Abgaswärme auf Grund der hohen BHKW – Abgastemperatur (550°C) vergleichsweise groß ist, während der Latentwärmeanteil nur 1/3 ausmacht. Legt man andere feuchte Gasströme zu Grunde, beispielsweise aus Trocknungsprozessen, übertrifft der Latentanteil bei Weitem den Anteil der fühlbaren Wärme.

Aus Bild 15 kann entnommen werden, dass der Einfluss der Lösungskonzentration bei geringem Temperaturniveau des Heizkreislaufes sehr viel schwächer ausgeprägt ist, als bei höheren Temperaturniveaus. D.h. bei einer Rücklauftemperatur von 30°C ist auch für den Fall  $\xi_{ML} = 0$  (relative Feuchte am Absorberkopf = 100 %) eine Nutzung der Rauchgasenthalpie zu über 80 % möglich. Durch eine Erhöhung der Konzentration auf 60 % wird dieser Anteil nur auf 90% gesteigert, obwohl die verbliebene Restfeuchte am Absorberkopf ( $x_{Abs,A} = 1,5 \text{ g / kg}$ ) praktisch zu vernachlässigen ist. Grund hierfür ist der mit fallender Temperatur stark sinkende Sättigungsfeuchtegehalt im Gasstrom.

Steigt das Temperaturniveau des Heizkreislaufes, nimmt auch der Einfluss der Konzentration der Lösung zu. Betrachtet man die Rücklauftemperatur von 70°C, ist durch eine Erhöhung der Konzentration von 45 % auf 60 % eine Steigerung des Nutzwärmeverhältnisses von ca. 0,6 auf ca. 0,8 möglich. Mit steigender Lösungskonzentration ist ein abflachender Kurvenverlauf zu beobachten, d.h. das Verhältnis von ausgekoppelter Nutzwärme zur gesamten Rauchgasenthalpie strebt einem Maximalwert zu. Dieser Maximalwert würde mit einer vollständigen Entfeuchtung erreicht. Die sich dann errechnende Differenz zur gesamten Rauchgasenthalpie wird

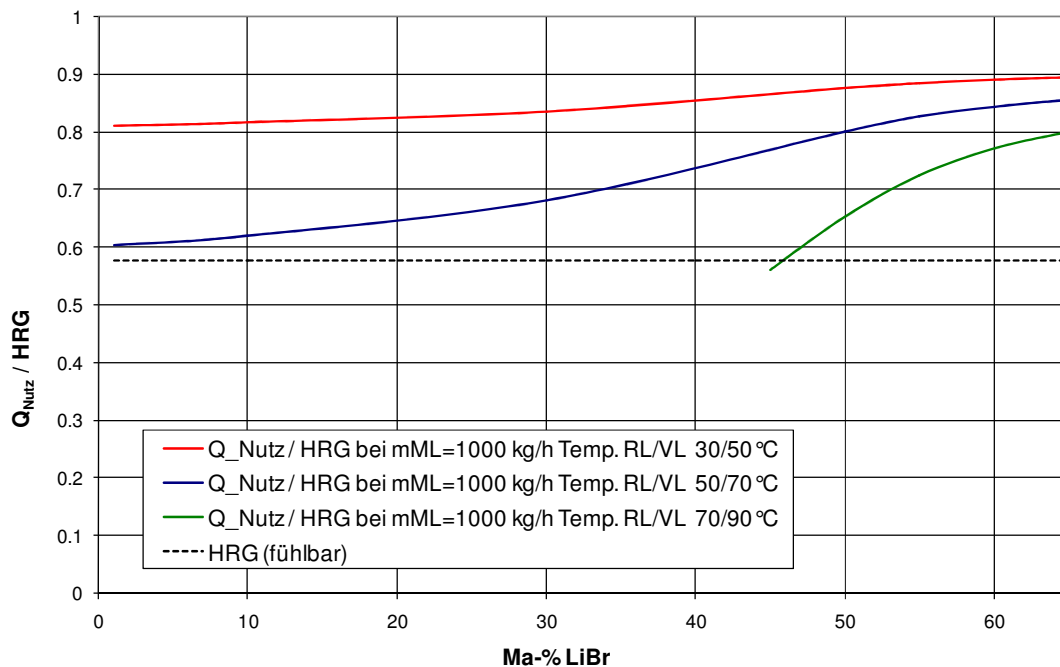


Bild 15: Einfluss der LiBr – Konzentration auf das Nutzwärmeverhältnis  $\dot{Q}_{Nutz} / \dot{H}_{RG}$

durch die fühlbare Wärme (in Abhängigkeit der jeweiligen Rücklauftemperatur) des Gasstromes am Absorberkopf bestimmt. Diese Situation der maximalen Rückgewinnung ist im Bild 15 für die Konzentration  $\xi = 60\%$  und die Heizungstemperaturen  $30 / 50\text{ °C}$  fast vollständig erreicht.

Besitzen das Nutzwärmeverhältnis der HTBWN und die einfache Nutzung der fühlbaren Rauchgaswärme denselben Wert, so bedeutet dies, dass sich ein Gleichgewicht im Absorber derart einstellt, dass Eintrittsfeuchte und Austrittsfeuchte gleich sind.

Die Konzentration der Lösung bestimmt über das Gleichgewicht am rauchgasseitigen Ausgang des Absorbers auch die relative Feuchte des austretenden Abgases. Während für den Konzentrationsgrenzfall  $\xi_{ML} = 0\%$  die relative Feuchte  $100\%$  beträgt, sinkt sie bei hohen Konzentrationen auf Werte unter  $20\%$ . Durch diese sehr geringe Feuchte sind Korrosionsschäden an der nachfolgenden Abgasstrecke durch Taupunktunterschreitung ausgeschlossen.

### Rücklauftemperatur

Wie schon aus den Bildern 14 und Bild 15 ersichtlich, hat die Temperatur des Heizungsrücklaufes einen entscheidenden Einfluss auf die Effektivität der HTBWN. Es steigt sowohl der Anteil der genutzten fühlbaren Wärme als auch der Anteil der genutzten latenten Wärme im Vergleich zum jeweiligen möglichen Maximalwert (d.h. Abkühlung auf  $0\text{ °C}$  und Entfeuchtung bis  $x_{s,H_2O}(0\text{ °C}) \approx 4\text{ g / kg}$ ) bei sinkender Rücklauftemperatur. Für den im Bild 16 dargestellten gekrümmten Verlauf des Verhältnisses  $\dot{Q}_{Nutz} / \dot{H}_{RG}$  über der Heizungsrücklauftemperatur bei konstantem Berieselungsverhältnis  $V_{ML} / V_{RG} = 0,0055$  ist das Dampfdruck – Temperatur Verhalten der Lösung verantwortlich.

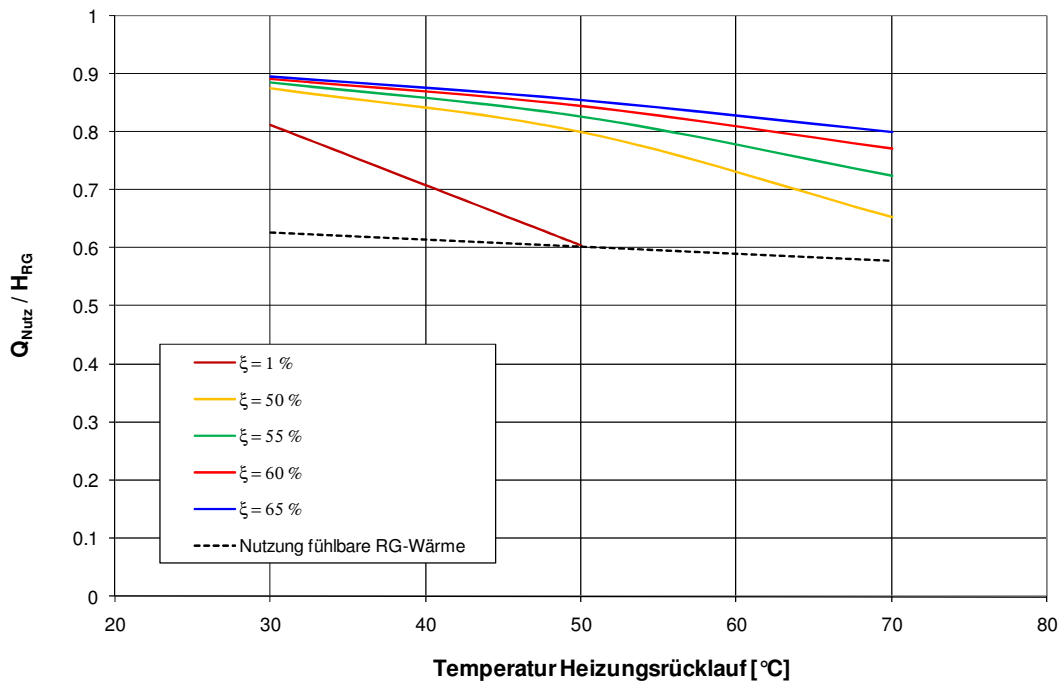


Bild 16: Nutzwärmeverhältnis in Abhängigkeit von der Heizungsrücklauftemperatur und der Konzentration

Zum Vergleich ist die Zunahme des Nutzwärmeverhältnisses bei ausschließlicher Nutzung der fühlbaren Rauchgaswärme bei sinkender Rücklauf­temperatur dargestellt. Unter dieser Annahme steigt das Nutzwärmeverhältnis nur minimal von 0,58 auf 0,62.

### Lösungsumlauf

Während die Rücklauf­temperatur und die Feuchte des Rauchgases durch die örtlichen Gegebenheiten festgelegt sind und die Lösungskonzentration zur Erzielung hoher Entfeuchtungsgrade entsprechend hoch gewählt wird, handelt es sich beim Lösungsumlauf und beim Massenstromverhältnis  $m_{Des} / m_{ML}$  um völlig frei wählbare Betriebsparameter. Der Einfluss des umlaufenden Lösungsstroms resultiert aus den unterschiedlichen

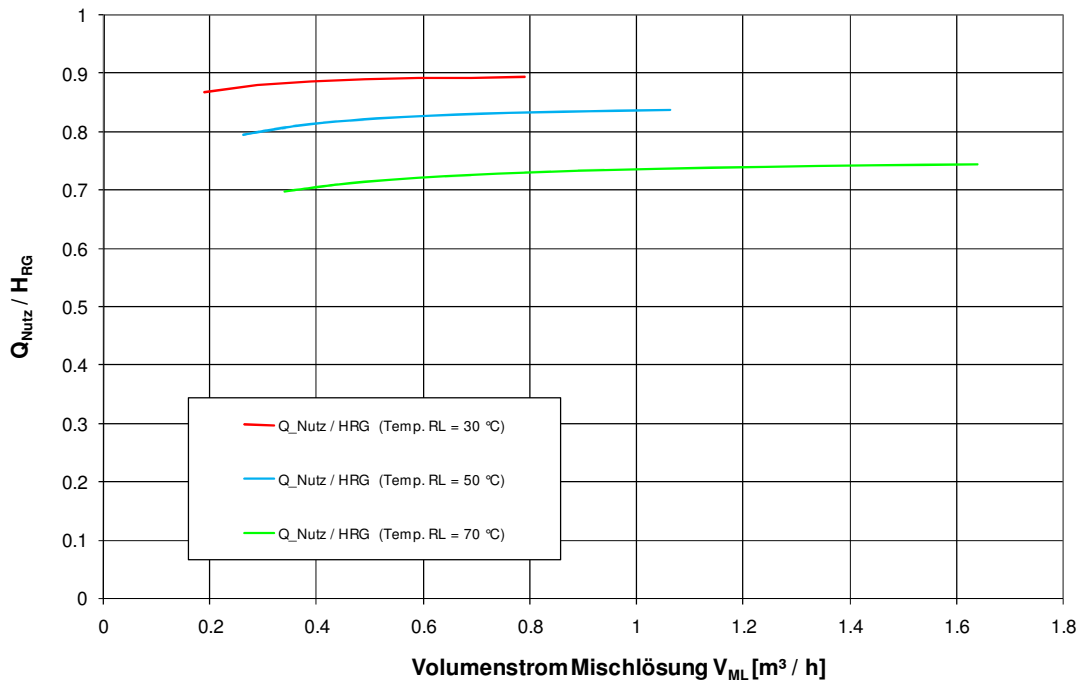


Bild 17: Nutzwärmeverhältnis in Abhängigkeit vom umlaufenden Lösungsvolumenstrom  $\dot{V}_{ML}$  ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0,54$ )

Bedingungen für den Stoff- und Wärmetransport innerhalb des Absorbers. Aus Bild 17 ist jedoch zu entnehmen, dass der Einfluss des umlaufenden Lösungsstromes sehr gering ist. Durch eine Erhöhung ist nur eine geringe Steigerung des Nutzwärmeverhältnisses möglich. Voraussetzung ist allerdings, dass die Nähe des stofflichen Gleichgewichts am Absorberkopf durch die sichere Einhaltung eines Mindestumlaufes erreicht wird. Wird dieser Mindestumlauf unterschritten fällt das Nutzwärmeverhältnis schlagartig ab. Da mit steigendem Lösungsvolumenstrom  $\dot{V}_{ML}$  die Rohrleitungsdruckverluste stark ansteigen und demzufolge auch die benötigte Pumpenleistung erhöht werden muss, andererseits die Vergrößerung des Nutzwärmeverhältnisses kaum ins

Gewicht fällt, ergeben sich für alle relevanten Rücklaufemperaturen die Werte des Lösungsvolumenstroms im Bereich zwischen  $\dot{V}_{ML} = 0,4 \dots 0,6 \text{ m}^3 / \text{h}$ .

*Effizienz der Wärmeübertragung im Lösungswärmeübertrager LWT*

Das stoffliche Gleichgewicht am Absorberkopf wird nicht nur durch die Konzentration und den Volumenstrom der Lösung, sondern auch durch die Lösungstemperatur verändert. Da die Lösung im Lösungswärmeübertrager durch den Heizungsrücklauf abgekühlt wird und anschließend in den Absorber gelangt, könnte im Grenzfalle verschwindender treibender Temperaturdifferenz am Wärmeübertragerausgang die Lösungstemperatur die Temperatur des Heizungsrücklauf annehmen. Andererseits wird real diese Austrittstemperatur von der k-Zahl und der installierten Fläche abhängen. Unterstellt man eine vollständige Einstellung des Gleichgewichts am Absorberkopf, ergeben sich für unterschiedliche Temperaturdifferenzen am Wärmeübertrager LWT unterschiedliche Werte für die erzielte Entfeuchtung. Bild 18 stellt diesen Zusammenhang der Entfeuchtung in Abhängigkeit von der Heizungsrücklauftemperatur und der Konzentration bzw. der Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager LWT als Parameter dar.

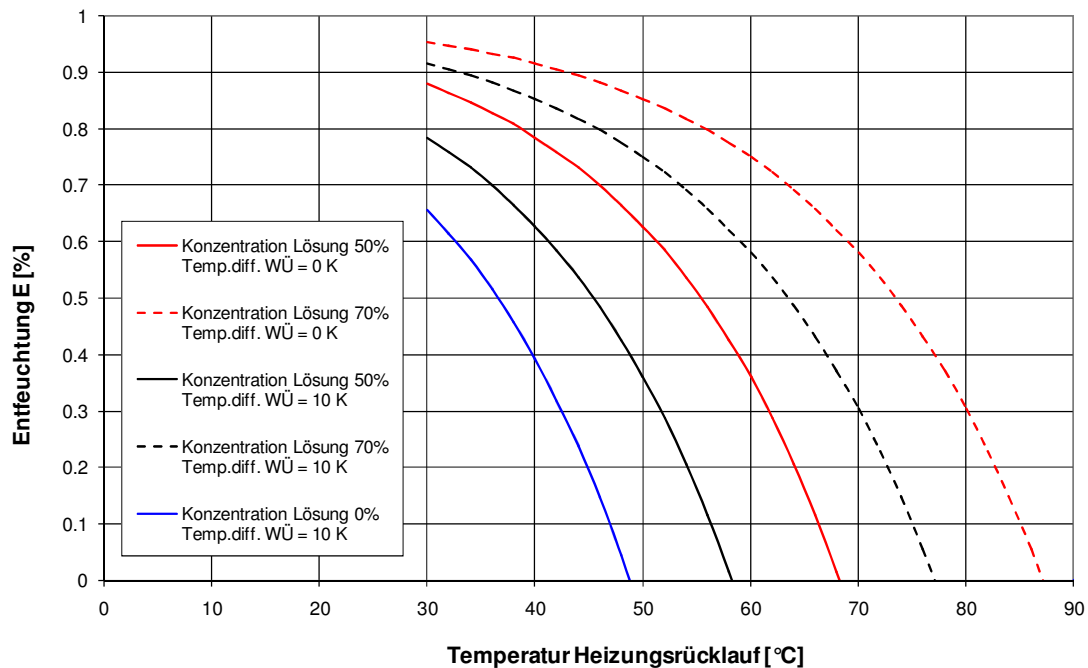


Bild 18: Entfeuchtung ( $x_E = 142 \text{ g / kg}$ ) in Abhängigkeit vom Heizungsrücklauf und der Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager bei verschiedenen Konzentrationen (gültig für Stoffsystem  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 - \text{H}_2\text{O}$ )

Insbesondere im Falle höherer Rücklauftemperaturen ist die erzielte Entfeuchtung stark von der in Kauf genommenen, verbleibenden Temperaturdifferenz im Lösungswärmeübertrager abhängig. Wird die Rücklauftemperatur gesenkt, vermindert sich entsprechend der Einfluss der Temperaturdifferenz. Daher ist besonders bei hohen Heizungsrücklauftemperaturen der Fläche, bzw. der bleibenden Temperaturdifferenz, des

Lösungswärmeübertragers LWT besondere Aufmerksamkeit zu widmen, da der Lösungsumlauf seinerseits die Wärmeübertragungskoeffizienten in den Wärmeübertragern beeinflusst.

### 2.3.2. Energetische Bewertung

Wird der Gesamtwirkungsgrad eines BHKW durch die Gleichung 2 berechnet, und vergleicht man die jeweiligen abgegebenen Nutzenergieanteile in Relation zur gesamten zugeführten Brennstoffenergie (auf Brennwert bezogen), so ergibt sich für die Abgasenergie  $\dot{Q}_{\text{Abgas}}$  ein relativ großer Verlustbetrag. Während die erzeugte elektrische Leistung nur geringfügig geringer ist als die mechanische Leistung der BHKW – Motors, und die Verluste bei der Nutzung der Motorkühlungsabwärme gut zu minimieren sind, ist dies bei der Abgasenergienutzung oft nicht einfach möglich. Diese, zum größten Teil durch die nur teilweise genutzte Kondensationsenthalpie der Abgasfeuchte verursachten Verluste, können durch eine oAWP mit dem Arbeitsstoffpaar LiBr – H<sub>2</sub>O erheblich reduziert werden. Die Berechnung der an den Heizkreislauf abgegebenen Nutzwärme des BHKW-Abgasanteils aus den Versuchsdaten (2.2.7) ergibt das Bild 19:

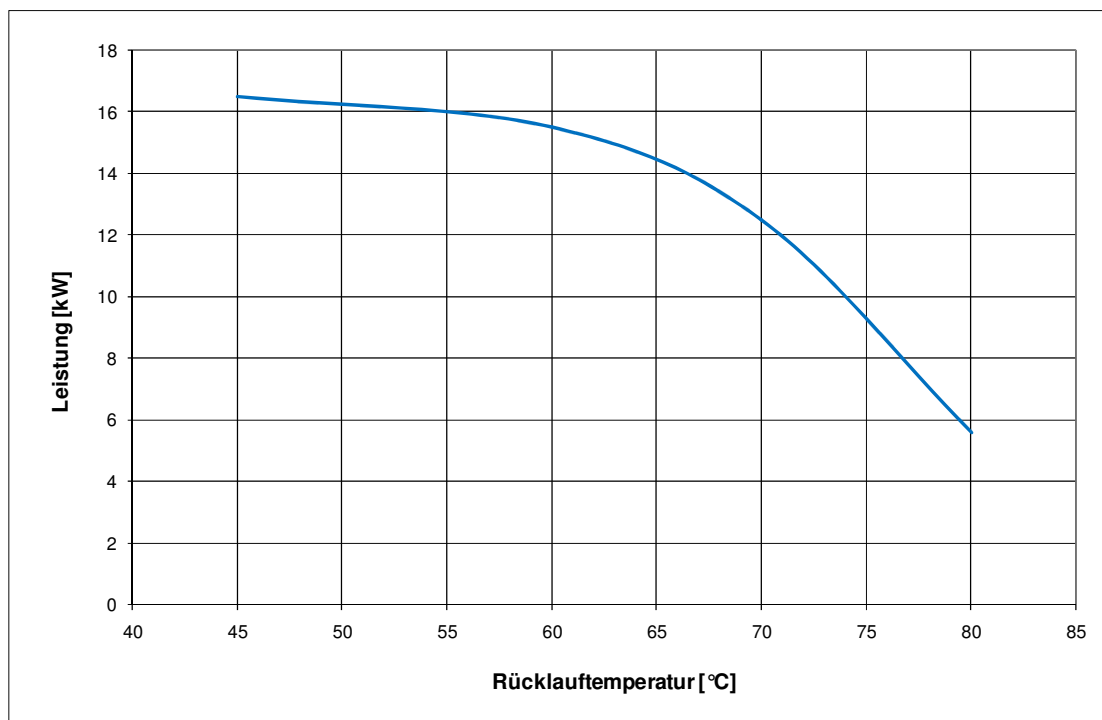


Bild 19: Steigerung der Nutzwärmeleistung des BHKW-Abgases in Abhängigkeit von der Rücklauftemperatur

Neben der verbesserten Nutzung der Abgasfeuchte, trägt in geringem Umfang auch eine etwas stärkere Auskühlung des Abgases zur Verringerung des Abgasverlustes bei.

Die, durch den Zustand (Temperatur, Konzentration) der wässrigen Lösung des LiBr erzielbare maximale Dampfdruckerniedrigung, begrenzt die Abgasentfeuchtung – und damit auch direkt die Wirkungsgradsteigerung



– auf einen Maximalwert im Gleichgewichtszustand. LiBr besitzt einen vergleichsweise großen Temperaturhub und ergibt dadurch hohe Wirkungsgradsteigerungen.

Würde die Entfeuchtung weiter gesteigert, kann das einkondensierte Wasser ab einem bestimmten Punkt nicht mehr vollständig aus der Lösung ausgetrieben werden, da nicht genügend Energie zur Verfügung steht. Die Desorptionsenergie wird der fühlbaren Wärme des Abgases entnommen und steht nur begrenzt zur Verfügung. In diesem Fall führt das vermehrte Einkondensieren von Wasser zu einer Verringerung der Salzkonzentration und damit zu einer Gleichgewichtsverschiebung am Absorberkopf in Richtung höherer Abgasfeuchte, so dass sich letztendlich eine bestimmte, neue und geringere Konzentration einstellt.

### 2.3.3. Technische und wirtschaftliche Bewertung von oSKP mit dem Arbeitsstoffsystem LiBr–H<sub>2</sub>O

Lithiumbromid wirkt sehr stark korrosiv. Während in geschlossenen Anlagen, also unter Sauerstoffausschluss, die Korrosionsproblematik durch den Einsatz von geeigneten Werkstoffen in Verbindung mit Korrosionsschutzadditiven gut beherrschbar ist, kam es an der Versuchsanlage innerhalb weniger Benutzungsstunden zu ausgeprägten Korrosionserscheinungen.

Da das Korrosionsproblem dauerhaft mit dem Stoffsystem Lithiumbromid – Wasser in offenen Systemen nicht zu beherrschen war, wurde in einer Studie zu Sorptionskreisläufen [20] unter anderem die Einsatzfähigkeit von Calciumchlorid – Wasser Gemischen in Verbindung mit Kunststoffapparaten bzw. -rohren untersucht. Es zeigte sich, dass die Eigenschaften des Kunststoffes durch den Kontakt mit der Lösung nicht beeinträchtigt wurden. Bei der anschließenden Erweiterung dieser Versuchsanlage um einen Transformationsteil mit Desorber und regenerativem Wärmeübertrager zur Realisierung eines Wärmetransformationskreisprozesses, zeigten sich an den Edelstahlrohrleitungen zwischen den Wärmeübertragern ebenfalls nicht beherrschbare Korrosionserscheinungen. Da die Halogenidionen ein erhebliches Korrosionspotential besitzen und insbesondere zu Lochfraß bei Kontakt mit Edelstahl neigen, erscheinen alle halogenierten Salze ungeeignet für einen Einsatz in offenen Wärmetransformationsprozessen. Als Ersatz bieten sich Nitratsalze an, da diese kaum korrosiv wirksam sind [27].

Die Auswirkungen auf die abgegebene Heizleistung beim Übergang vom ASS LiBr – H<sub>2</sub>O zum ASS Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub> – H<sub>2</sub>O sollen durch eine Simulationsrechnung auf Basis des bereits erwähnten Bilanzmodells näher untersucht werden.

## 2.4. Calciumnitrat – Wasser als Arbeitssystem für offene Sorptionskreisprozesse

Das Stoffsystem Calciumnitrat – Wasser ist stark hygroskopisch und besitzt ein sehr geringes Korrosionspotential. Calciumnitrat ist chemisch stabil, ungiftig und in die Wassergefährdungsklasse 1 (schwach wassergefährdend) eingestuft. Es erscheint daher als ASS in offenen Wärmetransformationsprozessen sehr gut geeignet. Nachteilig sind die Kristallisationsgefahr bei tieferen Temperaturen und die im Vergleich zum Lithiumbromid – Wasser System geringere Taupunkterhöhung. Diese geringere Taupunkterhöhung kann jedoch immer dann in Kauf genommen werden, wenn die benötigten Temperaturhübe erreicht werden können.

### 2.4.1. Ionenwechselwirkungsmodell nach Pitzer für $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ – Lösungen

Die Beschreibung des Verhaltens von höher konzentrierten Elektrolytlösungen gestaltet sich auf Grund der starken Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Ionen der Lösung als schwierig. Ein sehr gutes thermodynamisches Modell ist das Ionenwechselwirkungsmodell nach Pitzer [50]. Mit diesem Modell ist es durch Wahl geeigneter mathematischer Ansätze möglich, mit relativ wenigen Parametern das thermodynamische Verhalten von Elektrolyten bis zu Ionenstärken von  $I \approx 6 \text{ mol / kg}$  gut zu beschreiben [51]. Dazu wird die freie Excessenthalpie  $G_{\text{ex}}$  mittels eines Virialgleichungsansatzes abgebildet.

$$\frac{G_{\text{ex}}}{R \times T \times w_{\text{H}_2\text{O}}} = f(I) + \sum_i \sum_j m_i \times m_j \times B_{ij}(I) + \sum_i \sum_j \sum_k m_i \times m_j \times m_k \times C_{ijk} \quad (8)$$

Die freie Excessenthalpie ist durch Gleichung 9 mit dem Aktivitätskoeffizienten  $\gamma$  (des Salzes) und dem osmotischen Koeffizienten  $\Phi$  (des Lösungsmittels) verbunden.

$$\frac{G_{\text{ex}}}{R \times T \times w_{\text{H}_2\text{O}}} = \nu \times m \times (\ln(\gamma) + (1 - \Phi)) \quad (9)$$

Aus der freien Enthalpie der Lösung lassen sich alle anderen interessierenden thermodynamischen Größen durch entsprechende Differentiationen ermitteln [31]. Der erste Term der Gleichung 8  $f(I)$ , der Debye – Hückel Term, beschreibt die Coulomb – Wechselwirkung, welche als weit reichende Wechselwirkung der elektrischen Ladungen innerhalb des Lösungsmittels betrachtet wird. Diese sind nach der Debye – Hückelschen Theorie abhängig von der Ionenstärke  $I$  aber unabhängig von den individuellen Eigenschaften der entsprechenden Ionenspecies [32]. Der zweite ( $B_{i,j}$ ) und dritte ( $C_{i,j,k}$ ) Virialkoeffizient beschreiben die Wechselwirkungen zwischen zwei bzw. drei verschiedenen Ionen entgegengesetzten Vorzeichens. Da sie die spezifischen Eigenschaften der Teilchen beschreiben, müssen sie für jedes Elektrolytsystem einzeln bestimmt werden. Prinzipiell sind weitere, höhere Virialkoeffizienten denkbar, jedoch ist der entsprechende Anteil bei moderaten

Ionenstärken meist zu gering um berücksichtigt werden zu müssen. Mit Hilfe des Modells nach Pitzer ist es auch möglich Eigenschaften von Elektrolytgemischen aus Binärgemischdaten abzuschätzen. Die Koeffizienten der Pitzer – Gleichung findet man für eine Reihe von Salzen z.B. in [50] oder [51].

Zu beachten ist, dass der zweite Virialkoeffizient  $B_{i,j}$  von der Ionenstärke  $I$  abhängig ist, der dritte jedoch in der Regel dies nicht ist [50].

#### 2.4.2. Ionenwechselwirkungsmodell nach Archer für $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ – Lösungen

Da das ursprüngliche Modell nach Pitzer nur für moderate Ionenstärken bis ca.  $I \approx 6 \text{ mol / kg}$  Werte liefert, die in hoher Genauigkeit mit den experimentellen Daten übereinstimmen, ist es für die Beschreibung von Wärmetransformationsprozessen, die mit hoch konzentrierten Lösungen arbeiten, notwendig das Modell nach Pitzer zu erweitern. Da es sich bei  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  um einen 1:2 Elektrolyten handelt gilt: [51]

$$I = 3 \times m \quad (10)$$

Die Reproduzierbarkeit der experimentellen Daten ist mit dem Ionenwechselwirkungsmodell nach Pitzer also nur bis zu einer Molalität von  $2 \text{ mol / kg}$  gesichert. Dies entspricht einem Massenbruch  $x = 24,7 \%$ . Notwendig sind jedoch Molalitäten von bis zu  $20 \text{ mol / kg}$  (ca.  $75 \text{ Ma } \%$ ).

Die Verbesserung des Pitzer – Modells kann nach einem Vorschlag von Archer [90] ohne Einführung weiterer Virialkoeffizienten, sondern allein durch die Beschreibung des dritten Virialkoeffizienten  $C_{i,j,k}$  in Abhängigkeit von der Ionenstärke  $I$  erfolgen. Gleichung (8) geht damit in Gleichung (11) über.

$$\frac{G_{ex}}{R \times T \times w_{H_2O}} = f(I) + \sum m_c \times m_a \times B_{ca}(I) + \sum m_c \times m_a \times Z \times C_{ca,k}(I) \quad (11)$$

Die Berechnung des zweiten Virialkoeffizienten  $B_{ca}$  erfolgt durch:

$$B_{ca}(m, T, p) = \beta_{ca}^{(0)} + \beta_{ca}^{(1)} \times g(\alpha_1 \times I^{1/2}) + \beta_{ca}^{(2)} \times g(\alpha_2 \times I^{1/2}) \quad (12)$$

und die Berechnung des dritten Virialkoeffizienten  $C_{ca}$  durch:

$$C_{ca}(m, T, p) = c_{ca}^{(0)} + c_{ca}^{(1)} \times h(\alpha_3 \times I^{1/2}) + c_{ca}^{(2)} \times h(\alpha_4 \times I^{1/2}) \quad (13)$$

Von Oakes et. al. werden für Calciumnitrat die Werte von  $\alpha$  mit  $\alpha_1 = 2,0 \text{ kg}^{0,5}$ ,  $\alpha_2 = 2,0 \text{ kg}^{0,5}$ ,  $\alpha_3 = 2,5 \text{ kg}^{0,5}$  und  $\alpha_4 = 1,34 \text{ kg}^{0,5}$  angegeben [52]. Die Hilfsfunktionen  $g$  und  $h$  lauten:

$$g(x) = 2 \times (1 - [1 + x] \times e^{-x}) / x^2 \quad (14)$$

und

$$h(x) = 4 \times (6 - [6 + 6 \times x + 3 \times x^2 + x^3] \times e^{-x}) / x^4 \quad (15)$$

Die Parameter  $\beta_0 - \beta_2$  und  $c_0 - c_2$  der Gleichungen (12) und (13) wurden durch Anpassung an experimentelle Daten (Dichte, Wärmekapazität, Dampfdruck, Verdünnungsenthalpie) ermittelt. Neben einer Vielzahl von Literaturwerten wurden von Oakes et al. auch Daten aus eigenen Messungen zur Bestimmung der Parameter  $\beta$  und  $c$  herangezogen. Die Berechnungsvorschriften für  $\beta$  und  $c$  finden sich in [90].

In [52] werden mit dieser Erweiterung des Pitzer – Modells sehr gute Ergebnisse für  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  Lösungen erzielt. Eine sichere Wiedergabe der vorhandenen Daten für die spezifische Wärmekapazität, die Verdünnungsenthalpie, das spezifische Volumen und für den osmotischen Koeffizienten (bzw. für den Dampfdruck) ist bis zu einer Konzentration von 57 Ma% möglich. Eine Extrapolation auf 75 Ma% wurden von Oakes et. al. vorgenommen und ergibt nur geringe Abweichungen. Der Gültigkeitsbereich des Modells ist auf Temperaturen zwischen  $t = 25$  °C und  $t = 100$  °C und Drücke unter 0,1 MPa beschränkt.

Ein Vergleich der Modellgrößen mit experimentellen Daten für die Dichte bei 20 °C, 25 °C und 60 °C ergaben einen maximalen relativen Fehler von  $-0,3$  bis  $+0,2$  % [53].

## 2.5. Technische und wirtschaftliche Bewertung von oSKP mit dem Arbeitsstoffsystem $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ – Wasser

### 2.5.1. Simulation und Vergleich mit LiBr – Wasser

Vergleicht man die Dampfdruckkurven von LiBr und  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ , (Bild 20) ist gut zu erkennen, dass LiBr die weitaus größere maximale Dampfdruckerniedrigung – und daher den größeren Temperaturhub – zulässt. Aus thermodynamischer Sicht wäre LiBr daher besser als Calciumnitrat geeignet. Wird die Anlage nach Bild 8 aus Gründen der Korrosionsvermeidung mit Calciumnitrat betrieben, ergeben sich verschiedene Konsequenzen, die durch eine Simulationsrechnung untersucht wurden.

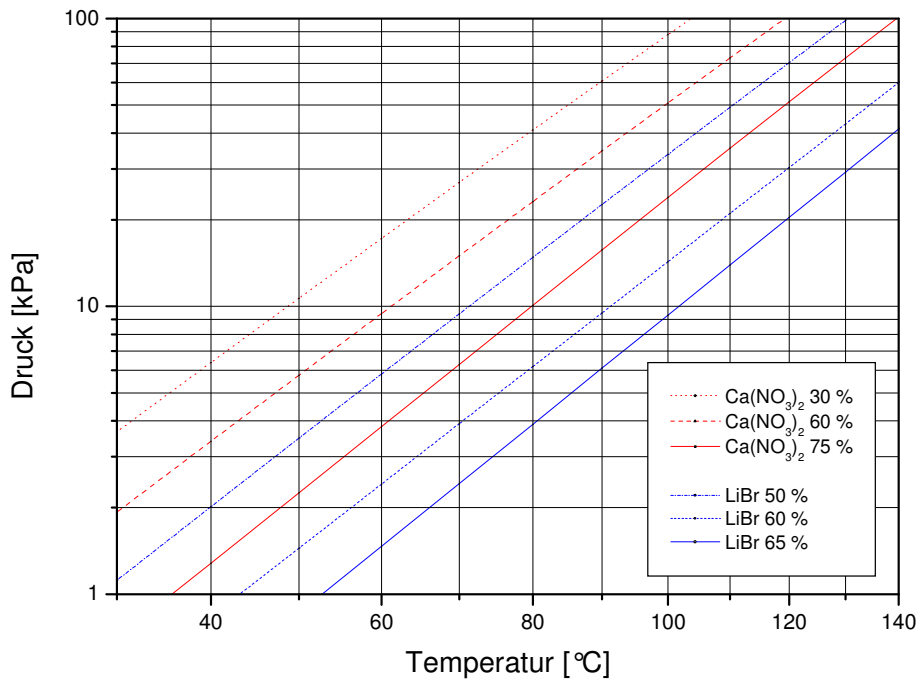


Bild 20: Vergleich der Dampfdruckkurven (o. Löslichkeitsgrenze) für wässrige LiBr- und  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  Lösungen

Dazu wurde das mathematische Modell nach Bild 8 mit den Stoffdaten von Calciumnitrat erweitert. Ausgangspunkt ist wieder ein typischer Betriebspunkt des BHKW (Abgasmassenstrom trocken  $m_{\text{RG}} = 72 \text{ kg/h}$ , Abgasfeuchte  $x_{\text{RG}} = 0,142 \text{ kg/kg}$ , Temperatur des Abgases  $T_{\text{RG}} = 550 \text{ °C}$ ). Unter konstanten Randbedingungen wurden die Massen- Komponenten- und Energiebilanzen für alle Apparate iterativ gelöst. Für drei verschiedene Heizungsrücklauf- und Vorlauftemperaturen  $30/50 \text{ °C}$ ,  $50/70 \text{ °C}$ ,  $70/90 \text{ °C}$  wurden die jeweiligen Heizungsmassenströme bestimmt.

Einfluss der Rauchgasfeuchte

Durch die Variation der eintretenden Rauchgasfeuchte  $x_{RG}$  können die Auswirkungen eines Brennstoffwechsels oder einer Veränderung der Luftüberschusszahl eingeschätzt werden. Bild 21 zeigt den Nutzwärmestrom in Abhängigkeit von der Rauchgasfeuchte bei Verwendung von Calciumnitrat als Sorptionsmittel. Zum Vergleich ist der Nutzwärmestrom bei Verwendung von Lithiumbromid eingetragen. Als Lösungskonzentrationen wurden die Werte 75 % ( $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ ) und 54 % (LiBr) festgelegt. Diese Konzentrationen entsprechen ungefähr den Sättigungskonzentrationen bei Raumtemperatur.

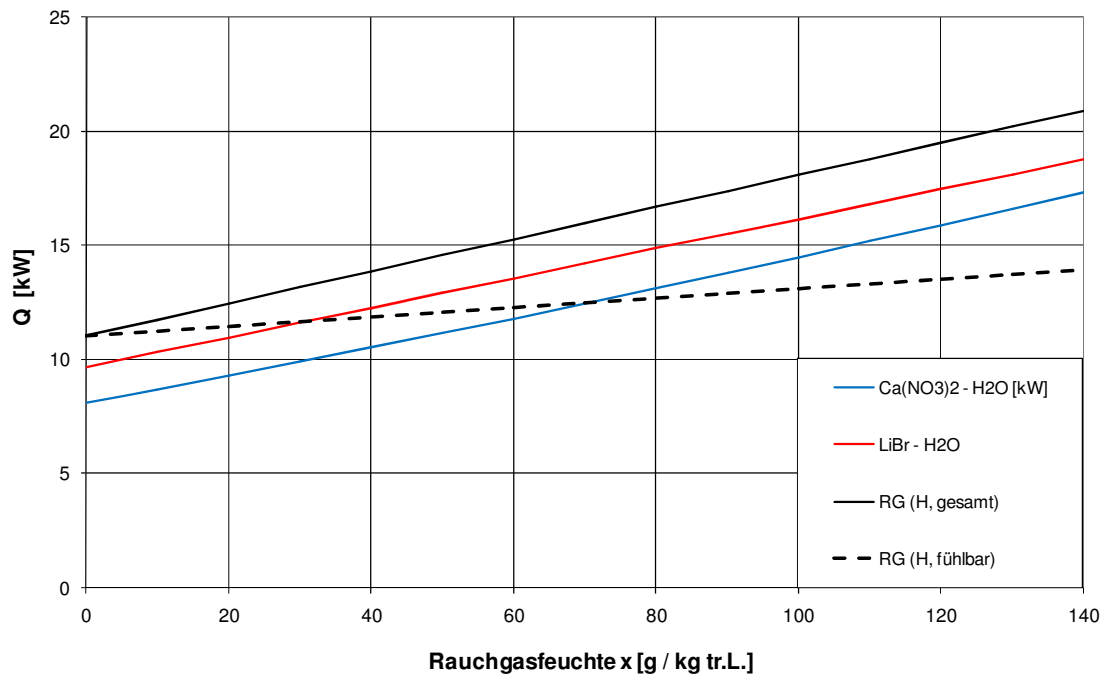


Bild 21: Einfluss der Rauchgasfeuchte  $x_{RG}$  auf die erzielte Nutzwärmeleistung  $\dot{Q}_{Nutz}$  (VL / RL 70 / 50 °C)

In Bild 21 sind ferner die fühlbare und die gesamte Rauchgasenthalpie eingetragen. Während unter den gegebenen Bedingungen die Nutzleistung bei Verwendung von LiBr der fühlbaren Rauchgasenthalpie bei ca. 30 g / kg<sub>tr, RG</sub> gleich ist, wird Gleichheit beim Calciumnitrat erst bei ca. 70 g / kg<sub>tr, RG</sub> erreicht. D.h. erst über 30 bzw. 70 g / kg<sub>tr, RG</sub> ist eine oAWP überhaupt sinnvoll einsetzbar (typische Feuchten von Verbrennungsabgasen oder auch Trocknungsabgasen liegen jedoch über 90 g / kg<sub>tr, RG</sub>). Anderenfalls kommt es im Absorber zur Befeuchtung des Rauchgases (der Absorber arbeitet dann als Desorber) mit einer damit verbundenen Lösungsauskuhlung.

Vergleicht man die Maximalanteile der genutzten zur gesamten Latentwärme (Rauchgasfeuchte = 140 g / kg<sub>tr, RG</sub>) bei den beiden Sorptionsmitteln, so kann man feststellen, dass beim LiBr bis zu 70 % genutzt werden können, während beim  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  nur 50 % genutzt werden. Da ein nahezu linearer Verlauf der beiden Nutzwärmeleistungen zu beobachten ist, bedeutet dies eine relative Verbesserung der Calciumnitratwerte bei weiter steigenden Rauchgasfeuchten. Daher ist besonders bei vergleichsweise großen Abgasfeuchten ein Wechsel von LiBr zu  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  empfehlenswert.

## Einfluss der Lösungskonzentration

Den Einfluss der Lösungskonzentration auf den abgegebenen Nutzwärmestrom zeigt das Bild 22. Zum Vergleich sind wieder die Werte für das Sorptionsmittel LiBr eingetragen. Ebenso sind die fühlbare (70 °C) und die gesamte Rauchgasenergie als Grenzwerte eingezeichnet.

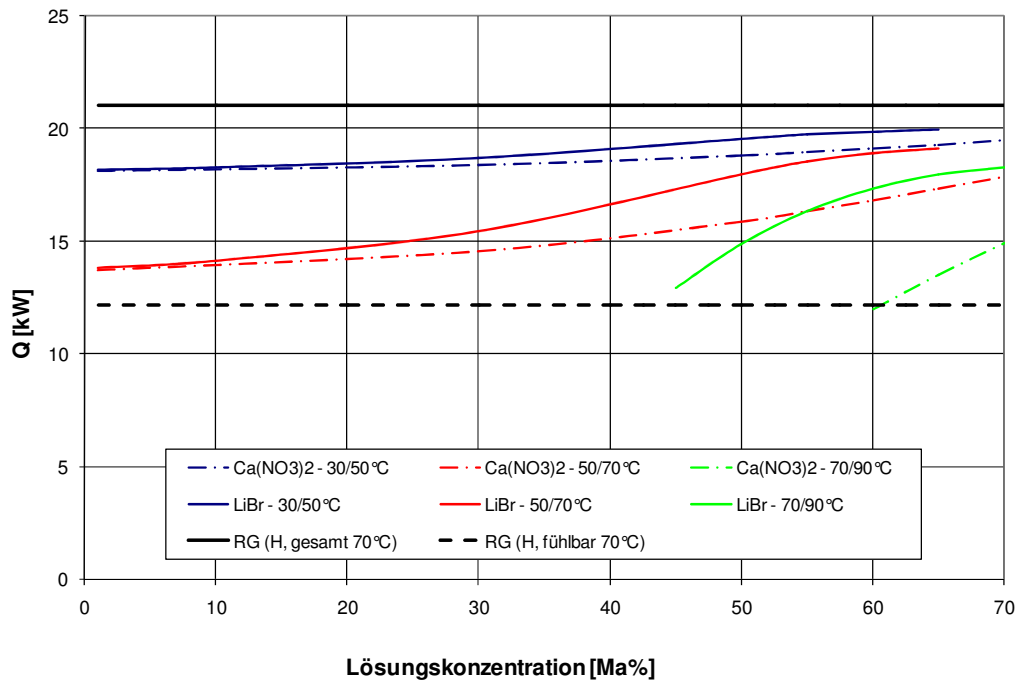


Bild 22: Einfluss der Lösungskonzentration auf den abgegebenen Nutzwärmestrom beim Sorptionsmittel Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub> bzw. LiBr (Temperatur VL / RL = 90 / 70 °C, 70 / 50 °C und 50 / 30 °C)

Für das Temperaturverhältnis VL / RL von 50 / 30 °C ist sowohl bei Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>, als auch bei LiBr die Erhöhung des Wärmestroms im Vergleich zur Abgaswäsche mit reinem Wasser eher gering. Dies erklärt sich durch den vergleichsweise hohen Taupunkt des Rauchgases von 58 °C, da dadurch bereits erhebliche Wasserdampfmengen bis zur Temperatur des Heizungsrücklaufes auskondensieren können.

## 2.6. Schlussfolgerung

Die Verringerung der abgegebenen Nutzwärmeleistung beim Übergang vom LiBr zum Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub> ist teilweise erheblich. Wird jedoch – wie beim vorhandenen BHKW – die Desorptionsenergie aus dem zu transformierenden Stoffstrom selbst entnommen, kann der Fall eintreten, dass die zur Verfügung stehende Desorptionsenergie nur für einen gewissen Anteil an Latentwärme ausreicht. Dadurch kann unter Umständen nach einem Wechsel zu einem geringer wirksamen Sorptionsmittel der gleiche Nutzenwärmestrom geliefert werden.

In jedem Fall ist jedoch zu beachten, dass in den Wärmeübertragern nach Bild 8 unterschiedliche Wärmeströme übertragen werden müssen, sobald sich die Betriebsparameter (BHKW-Abgasfeuchte bzw. -Abgasmassenstrom, Heizungsrücklauftemperaturen) ändern. Wird beispielsweise die Rücklaufemperatur gesenkt, steigt die Entfeuchtung an und als Folge muss im Desorber entsprechend mehr Wärme bereitgestellt werden.



### 3. Experimentelle Untersuchungen eines Steigfilmabsorbers

#### 3.1. Ziele der experimentellen Untersuchungen

Wie unter Punkt 2 am Beispiel eines BHKW gezeigt wurde, ist durch Anwendung von offenen Sorptionskreisprozessen eine erhebliche Steigerung der energetischen Gesamteffizienz möglich. Da bisher realisierte Anlagen mit adiabaten Gegenstromabsorbern arbeiten und diese hohe Investitionskosten verursachen, wurde eine Versuchsanlage zur Untersuchung der gekühlten Gleichstromabsorption aufgebaut.

Als konstruktives Grundprinzip dieser Gleichstromabsorption wurde ein Wellrohr-Steigfilmabsorber gewählt, bei dem durch die Einbettung eines Wellrohres in einen konzentrischen Ringspalt günstige Bedingungen für eine gekühlte Absorption geschaffen werden können. Durch Realisierung einer zylindrischen Wellrohrwendel wird dem thermodynamisch effektiven Gegenstrom bzw. Kreuzgegenstrom zwischen Lösung und Kühlmittel und dem stofflichen Gleichstrom zwischen Abgasstrom und Lösungsstrom Rechnung getragen und es ergeben sich definierte gleichmäßig über den Anströmquerschnitt verteilte Durchströmbedingungen.

Die im Folgenden beschriebene konstruktive Lösung des gekühlten Gleichstromabsorbers ermöglicht die Realisierung hoher Gasgeschwindigkeiten (bei erwarteten höheren Druckverlusten).

#### 3.2. Absorberkonstruktion

Der Absorber der Versuchsanlage besteht aus einem zylindrischen Glasschuss ( $d_i = 197$  mm) und einer Rohrwendel mit 15 Windungen, die auf ein PVC – Kernrohr ( $d_a = 150$  mm) gewickelt wurde (Bild 23). Der verwendete Edelstahl – Wellrohrschlauch besitzt einen (kleinsten) Innendurchmesser von 16,5 mm und einen (größten) Außendurchmesser von 21,5 mm. Zwischen dem Wellrohr und dem Kernrohr bzw. zwischen dem Wellrohr und der Innenseite des Glasschusses ergeben sich daher fertigungsbedingt, Luftspalte von ca. 1 mm.

Durch diese Anordnung ergibt sich zwischen dem Kernrohr und dem Glasschuss ein konzentrischer Ringspalt, dessen freie Querschnittsfläche fast vollständig durch das Wellrohr ausgefüllt wird. Die, für die Gasströmung verbleibende freie Querschnittsfläche, wird demzufolge nur durch die Rillen des Wellrohrschlauches und den fertigungsbedingten Spalten gebildet.

Das Gas und die Lösung werden vor Eintritt in den Absorber an vier Stellen mittels einer Düse zueinander geführt und einer intensiven Durchmischung ausgesetzt. Die gleichmäßige Aufteilung des Lösungsstromes konnte über vier Schwebekörperdurchflussmesser kontrolliert werden. Nach der Mischung erfolgt der Eintritt in den Absorber.

Durch die intensive Mischung ist gewährleistet, dass die Flüssigkeit und das Gas sich nahezu im thermischen und stofflichen Gleichgewicht befinden, so dass am Beginn des Absorbers keine Enthitzung des Gases mehr

stattfinden muss, sondern die gesamte gekühlte Wärmeübertragungsfläche zur Partialkondensation bzw. Absorption zur Verfügung steht.

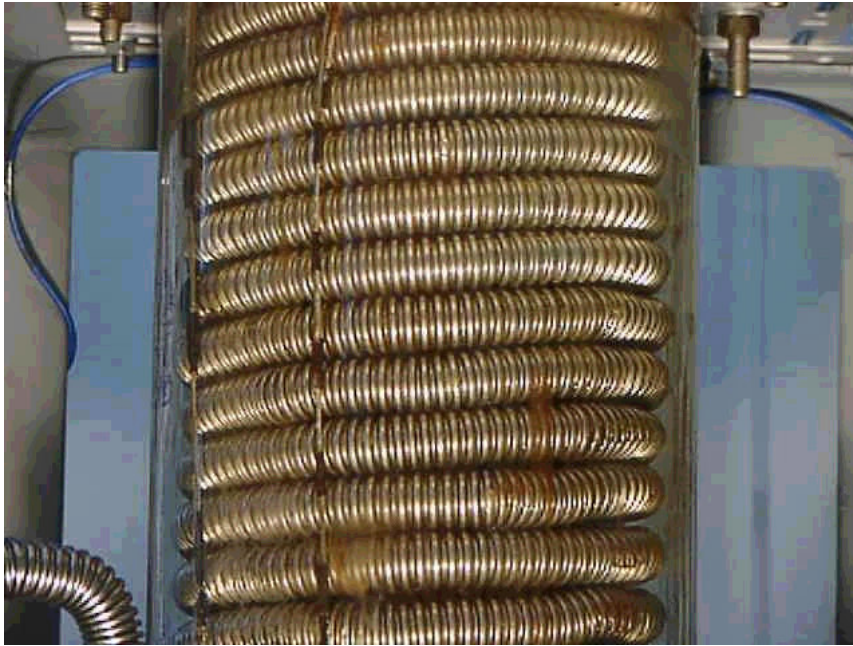


Bild 23: Eng gewickelter Edelstahlwellschlauch – äußere Begrenzung durch einen Glaszylinder

Um die Güte der Gleichgewichtseinstellung bewerten zu können, wurde nach der Mischstelle und noch vor Eintritt in den Absorber, ein Temperaturfühler platziert. Durch Vergleich mit der theoretischen Mischtemperatur kann die Gleichgewichtseinstellung bewertet werden, bzw. der Eintrittszustand des Zweiphasengemisches berechnet werden (siehe Pkt. 3.3.2).

### 3.2.1. Versuchsanlage

Die von einem Kompressor (siehe Bild 24) gelieferte Druckluft (ca. 10 bis 100 m<sup>3</sup> i.N. / h) wird im nachfolgenden Kältetrockner gekühlt und entfeuchtet. Anschließend wird die Luft durch eine elektrische Widerstandsheizung auf eine gewünschte Temperatur (ca. 250 – 350 °C) aufgeheizt. Die abgegebene elektrische Leistung kann durch eine Regeleinrichtung (Phasenanschnittverfahren) im Bereich von 3 bis 10 kW variiert werden. In diesen heißen Luftstrom wird kontinuierlich eine definierte Menge an destilliertem Wasser durch die Düse eingespritzt. Der gewünschte Volumenstrom an Wasser wird durch eine drehzahlgeregelte Zahnradpumpe bereitgestellt und kann zwischen 0 und 10 l / h variiert werden. Durch Wahl der entsprechenden Werte für die Heizaustrittstemperatur und der eingedüsten Wassermenge ist die Bereitstellung der gewünschten Eintrittsparameter bezüglich Temperatur und Feuchtegehalt des Luftstromes möglich. Um einen vollständigen Übergang des eingedüsten Wassers in die Gasphase sicherzustellen, wird das Gemisch vor dem Absorbereintritt über eine längere Mischstrecke geführt.

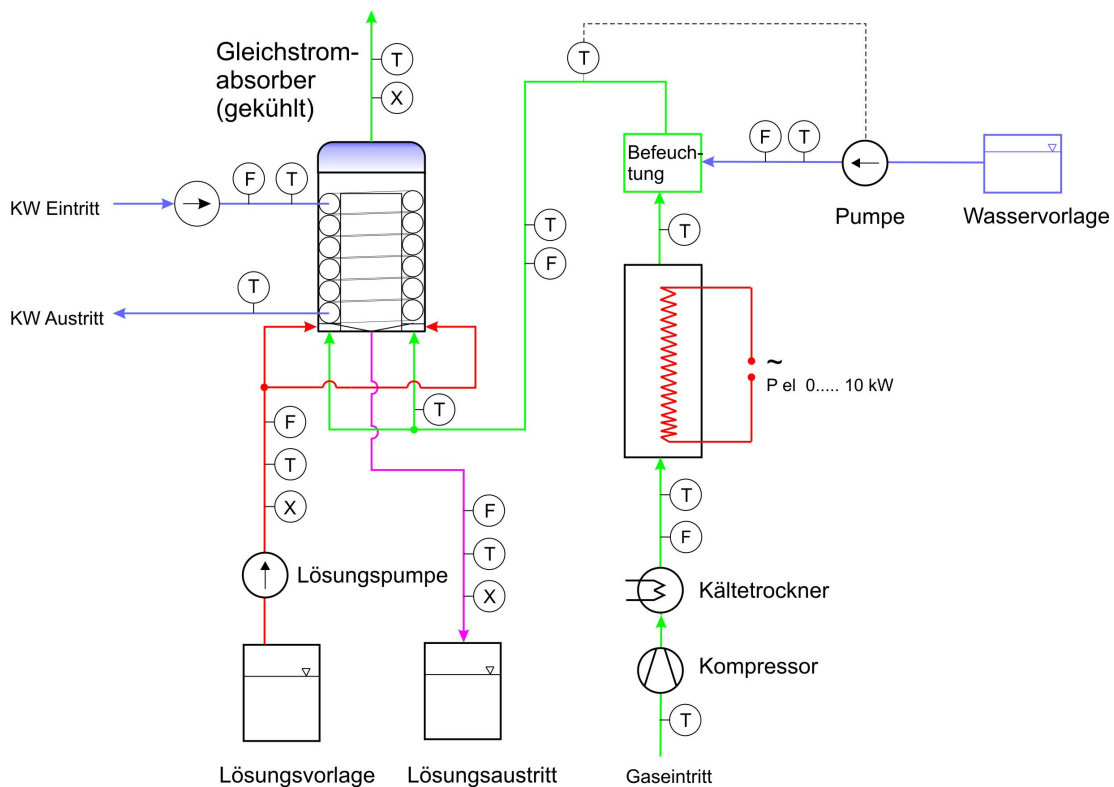


Bild 24: Fließschema der Versuchsanlage „Gekühlter Gleichstromabsorber“ mit wesentlichen Messstellen

Die arme Lösung wird mit Hilfe einer drehzahlgeregelten Zahnradpumpe aus dem Vorratsbehälter zum Absorber gepumpt. Der Volumenstrom kann zwischen 0 und 250 l / h gewählt werden. Die den Absorber verlassende reiche Lösung wird in einem Behälter gesammelt. Da die reiche Lösung während der Versuchsdauer nicht

aufkonzentriert wird und damit dem Absorber auch nicht erneut zugeführt wird, ist gewährleistet, dass die Eintrittskonzentration der Lösung keinen prozessbedingten Schwankungen ausgesetzt ist.

Der Vorratsbehälter der Lösung hat mit einem Fassungsvermögen von ca. 400 l eine Speicherkapazität, die ausreicht um eine Versuchsdauer von mehreren Stunden garantieren zu können. Die frei werdende Absorptionswärme wird an das Kühlwassernetz abgegeben.

### Messtechnische Erfassung der Kreisläufe

Um eine vollständige Erfassung aller interessierenden physikalischen Größen realisieren zu können, wurde die Versuchsanlage mit Messstellen gemäß Punkt 8.3 ausgerüstet. Die Messung des Absorberdruckverlustes erfolgte mit Hilfe eines U – Rohr Manometers, wobei Quecksilber und Wasser als Messflüssigkeiten verwendet wurden.

### Bereitstellung und Messung des Luftmassenstroms

Für die Untersuchung der Absorption von Wasserdampf aus feuchter Luft, ist es erforderlich, den Zustand des in den Absorber eintretenden Gasstromes hinsichtlich Massenstrom, Temperatur, Druck und Feuchte genau charakterisieren zu können. Der Zustand nach dem Kältetrockner kann als trockene Luft bezeichnet werden, da die Überprüfung durch Bestimmung der absoluten Feuchte einen Wert von  $x < 1,2 \text{ g H}_2\text{O} / \text{kg}_{\text{tr.L.}}$  ergab. Die messtechnische Erfassung des Luftmassenstromes erfolgte mit Hilfe eines Massenstromreglers der Firma „Bronkhorst“. Damit ist neben der Bereitstellung eines konstanten Gasmassenstroms auch eine messtechnische Erfassung gegeben. Die Abweichung des Messwertes wird mit 1,5 % vom Sollwert angegeben [39].

### Befeuchtung des Luftstroms

Nachdem der Luftstrom die Heizung verlassen hat, wird eine definierte Menge an Wasser durch die Düse im Luftstrom zerstäubt (Bild 25). Zur Erzielung einer großen Oberfläche wurde der Düsendurchmesser bewusst klein gewählt. Das eingedüste destillierte Wasser wird aus einem Vorratsbehälter entnommen und durch eine drehzahlgesteuerte, magnetgekuppelte Zahnradpumpe der Fa. „Ismatec“ dem Luftmassenstrom kontinuierlich zudosiert. Der Volumenstrom wird mittels eines induktiven Durchflussmessers („Promag“) der Fa. „Endress & Hauser“ ermittelt. Die angegebene Messwertabweichung wird mit maximal 1,5 % vom Messbereichsendwert angegeben [40].

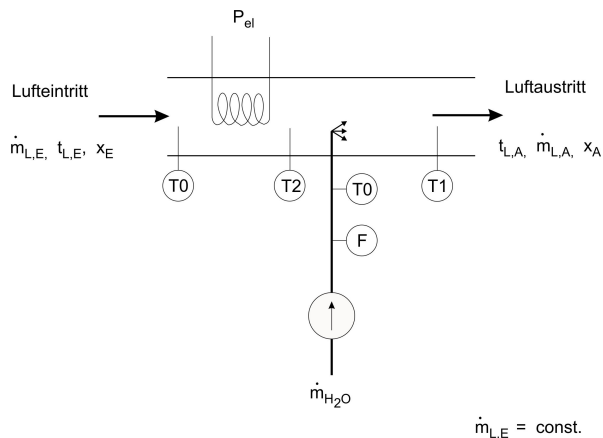


Bild 25: Befeuchtung des Luftmassenstroms mit einer definierten Wassermenge

#### *Bereitstellung und Messung des Lösungsmassenstroms*

Der gewünschte Volumenstrom wird durch eine drehzahlgeregelte, magnetgekuppelte Zahnradpumpe der Fa. „Ismatec“ aus dem Vorratsbehälter entnommen und zum Absorbereintritt geführt. Der Volumenstrom wird mittels eines induktiven Durchflussmessers der Fa. „Endress & Hauser“ ermittelt. Der vom Hersteller angegebene maximale Messfehler beträgt 1,5 % vom Messbereichsendwert [40].

#### *Konzentrationsmessung*

Die Eintrittskonzentration in den Absorber wurde gravimetrisch bestimmt. Dazu wurde über die, mittels Spindel ermittelte Dichte, und die Temperatur der Lösung auf ihre Konzentration geschlossen. Die Ablesegenauigkeit der Spindel kann mit 0,001 g / ml angegeben werden. Mit der auf 0,1 K genauen Temperaturmessung ergeben sich damit maximale absolute Abweichungen der Konzentration von ca. 0,15 (Ma) % im Vergleich zum mathematischen Modell.

Die Konzentration der austretenden reichen Lösung wurde durch ein dichteproportionales Signal eines Biegeschwingungsmessgerätes der Fa. „Endress & Hauser“ („Promass 63“) und der Temperatur ermittelt. Das Gerät ermöglicht neben der Dichtemessung auch eine simultane Ermittlung des Massenstromes. Die Abweichungen des Messwertes liegen unter 0,25 % vom Messbereichsendwert [77].

#### *Feuchtemessung*

Die Messung der relativen Feuchte gestaltet sich bei Gasströmungen, bei denen ein Tröpfchenmitriss nicht immer ausgeschlossen werden kann, als relativ schwierig. Auch die vergleichsweise lange Einstellzeit von  $T_{90} \sim 60$  s, erschwert die korrekte Bestimmung der Feuchte. Auf eine direkte Auswertung der Messwerte wurde daher verzichtet, wenn ein Tropfenmitriss nicht ausgeschlossen werden konnte. Zum Einsatz kam ein Feuchtemessgerät der Firma „Endres & Hauser“. Der Messfehler wird mit maximal 2 % relative Feuchte angegeben [78].

#### *Temperaturmessung*

Zur Temperaturmessung wurden NiCrNi – Thermoelemente und Widerstandsthermometer Pt 100 genutzt. Eine Übersicht der einzelnen Temperaturmessstellen und ihrer Fehlerklassen befindet sich im Anhang. Für die Messung der Kühlwasserkerntemperaturen (Messstellen TKW 20 – TKW 29) wurden im Wellrohrschlauch Drahtthermoelemente (Typ K, Durchmesser  $d = 0,5$  mm) platziert. Der Abstand der Messstellen wurde auf 1 m festgelegt.

Die Lösungstemperaturen im Absorber (Messstellen TLös 10 – TLös 19) wurde in verschiedenen Höhen durch Mantelthermoelemente (Typ K, Durchmesser  $d = 0,5$  mm) gemessen. Die konstante Höhendifferenz beträgt 40 mm.

#### *Bestimmung der Verweilzeit*

Das Verweilzeitverhalten der Flüssigkeitsteilchen im Absorber wurde durch die Veränderung der Konzentration eines Farbstofftracers am Absorbereingang bestimmt. Nach Zugabe einer definierten Menge an Kaliumpermanganatlösung bekannter Konzentration zur Zeit  $t = 0$  in den Absorbereingang wurden in Zeitabständen von  $\Delta t = 10$  s am Absorbereingang Flüssigkeitsproben entnommen. Als aufgegebene Störfunktion wurde der Dirac – Impuls gewählt. Die Flüssigkeitsproben wurden an einem UV – vis Spektrometer „Spekol 11“

vermessen. Die Wellenlänge der maximalen Absorption beträgt bei wässrigen Kaliumpermanganatlösungen  $\lambda_{\max} = 526 \text{ nm}$  [45]. Durch das Erstellen einer Eichkurve mit definierten Konzentrationen (hergestellt durch Verdünnung mit destilliertem Wasser aus einer Stammlösung  $c = 1 \text{ g / l}$ ) wurde der lineare Anstieg der Extinktion mit der Konzentration nach dem Lambert – Beerschen Gesetz nachgewiesen. Aus der gemessenen Extinktion kann dann auf die Tracerkonzentration geschlossen werden.

#### *Bestimmung des Flüssigkeits – Holdups*

Die Bestimmung des Flüssigkeits – Holdups erfolgte durch Auslitern des im Absorber verbleibenden Flüssigkeitsvolumens, nachdem durch gleichzeitiges Betätigen der entsprechenden Absperrventile der Zufluss von Gas und Lösung unterbrochen wurde. Die Holdupwerte wurden in Abhängigkeit vom Gas- und Lösungsdurchsatz und der Lösungseintrittskonzentration ermittelt. Am Wellrohrschlauch durchgeführte Abtropfversuche ergaben, dass das statische Holdup, also die verbleibende Restmenge an Flüssigkeit (berechnet auf die Gesamtröhrlänge) kleiner als 80 ml ist und damit ungefähr 5 bis 8 % des dynamischen Holdup beträgt.

#### *Messdatenerfassung – Messdatenverarbeitung*

Die von den Messstellen gelieferten Signale wurden über eine Messdatenerfassung in die entsprechenden Messwerte umgewandelt. Um eine ausreichend genaue Mittelwertbildung jedes einzelnen Messwertes zu erreichen wurden die Daten aller 30 Sekunden erfasst. Die am Versuchsende erstellte ASCII – Datei enthält alle Messwerte und kann mittels herkömmlicher Tabellenkalkulation weiterverarbeitet werden.

Für die Berechnung von Wärmedurchgangskoeffizienten u. ä. wurden innerhalb eines mindestens 10 minütigen stationären Zustandes die Mittelwerte aller Messwerte errechnet. Diese Mittelwerte stellten dann die Grundlage der weiteren Berechnung dar. Um die Qualität des stationären Zustandes bewerten zu können, wurde die durchschnittliche Abweichung der Messwerte von ihrem Mittelwert herangezogen. Für die verwendeten Thermoelemente Typ K wurden typische durchschnittliche Mittelwertabweichungen von 0,05 bis 0,2 K erhalten. Liegt diese durchschnittliche Abweichung außerhalb eines gewissen Toleranzbandes, welches für jeden Messwert separat festgelegt wird, so wurde dieser Versuchspunkt von der weiteren Bearbeitung ausgeschlossen.

### **3.3. Experimentelle Daten zum Wärmeübergangsverhalten**

#### **3.3.1. Wärmeübergang im Wellrohrschlauch**

Für die Berechnung des Wärmeübergangs von der Lösung an die Wand des Wellerschlauches aus der  $k$  – Zahl, ist die Kenntnis von  $\alpha_i$  in Abhängigkeit vom Durchfluss und von der Temperatur des Kühlwassers erforderlich. Da die Geometrie des Wellerschlauches erheblich von der einfachen Rohrgeometrie abweicht, ist ein verändertes Wärmeübergangsverhalten zu erwarten. Des Weiteren ist das Wellrohr im Absorber als Spirale ausgeführt, so dass weitere physikalische Effekte, wie z.B. eine Verschiebung der kritischen Reynoldszahl nicht ausgeschlossen werden können. Es erschien daher sinnvoll, das Wärmeübergangsverhalten separat experimentell zu untersuchen, um eine einfache Korrelation der Form:

$$Nu_{ws} = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (16)$$

aufstellen zu können.

Für die Bestimmung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  müssen neben der übergehenden Wärme, die Fläche und die aufgetretene treibende Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kernströmung bekannt sein. Damit lässt sich  $\alpha_i$  an jeder Stelle des Wellrohrschlauches nach Gleichung 17 berechnen.

$$\alpha_i = \frac{\dot{Q}}{A_{WS} \cdot \Delta T} \quad (17)$$

Für die experimentelle Ermittlung der benötigten Daten wurde ein Versuchsaufbau nach Bild 26 realisiert.

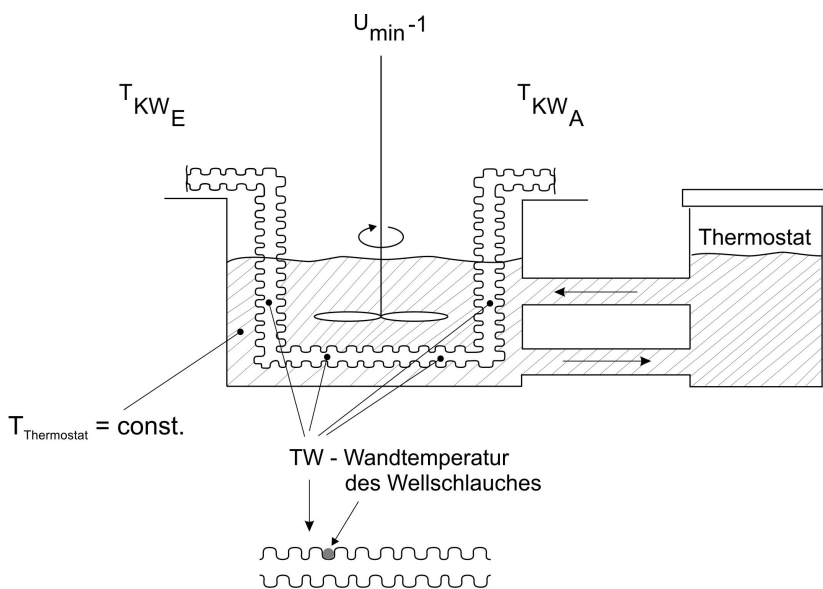


Bild 26: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Wärmeübergangsverhaltens eines spiralförmigen Wellrohrschlauches

Der zur Spirale geförmte Wellschlauch wurde in einem, mit Wasser gefüllten, Behälter platziert. Die Temperatur dieses Wassers wurde durch einen Thermostaten konstant gehalten. Die Ausbildung lokaler Temperaturunterschiede im Behälter wurde durch den Einsatz eines Rührers minimiert. Bei einer Überprüfung der Temperatur an verschiedenen Stellen des Behälters konnten keine Temperaturunterschiede, außerhalb der Messgenauigkeit von 0,1 K ermittelt werden. An vier verschiedenen Stellen des Wellschlauches wurden die Wandtemperaturen und die Kühlwasserkerntemperaturen gemessen. Die Messung der Kühlwasserkerntemperaturen erfolgte mittels Widerstandsthermometern vom Typ Pt 100. Die Wandtemperaturen wurden durch aufgelötete Thermolemente Typ K bestimmt. Die Lötstellen befanden sich an der Außenwand des Wellrohres, da auf Grund der sehr geringen Wandstärke von 0,25 mm die Wand praktisch keinen Wärmewiderstand darstellt, und man von der Vorstellung ausgehen kann, dass die Wandtemperaturen auf beiden Seiten nahezu gleich sind. Damit lässt sich der innere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  aus der äußeren Wandtemperatur und der inneren Kühlwasserkerntemperatur bestimmen, da nach Gleichung 18 gilt:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T = \alpha_i \cdot A \cdot \Delta T_i = \alpha_a \cdot A \cdot \Delta T_a \quad (18)$$

Um den Messfehler besonders bei kleinen übergehenden Wärmeströmen nicht zu groß werden zu lassen, wurde eine hohe Turbulenz im Behälter angestrebt. Dadurch steigt der äußere Wärmeübergangskoeffizient stark an und liegt ähnlich hoch wie der innere Wärmeübergangskoeffizient.

Der Kühlwasserdurchfluss wurde durch einen magnetischen – induktiven Durchflussmesser der Firma Endres & Hauser mit einem maximalen Messfehler von 1,5 % ermittelt.

Für die charakteristische Länge in der Gleichung für die Reynolds – Zahl wird der minimale Innendurchmesser des Wellrohres  $d_{i,WS}$  festgelegt. Die Strömungsgeschwindigkeit wird ebenfalls mit dem minimalen Innendurchmesser des Wellrohres  $d_{i,WS}$  gebildet und bewegt sich zwischen 0,05 und 0,8 m / s. Die Reynolds – Zahlen liegen damit zwischen ca.  $Re_{WS} \approx 500$  und  $Re_{WS} \approx 15000$ . Bild 27 zeigt die Variation des Kühlwasserdurchsatzes und die Auswirkungen auf den gemessenen Wärmestrom und die k-Zahl.

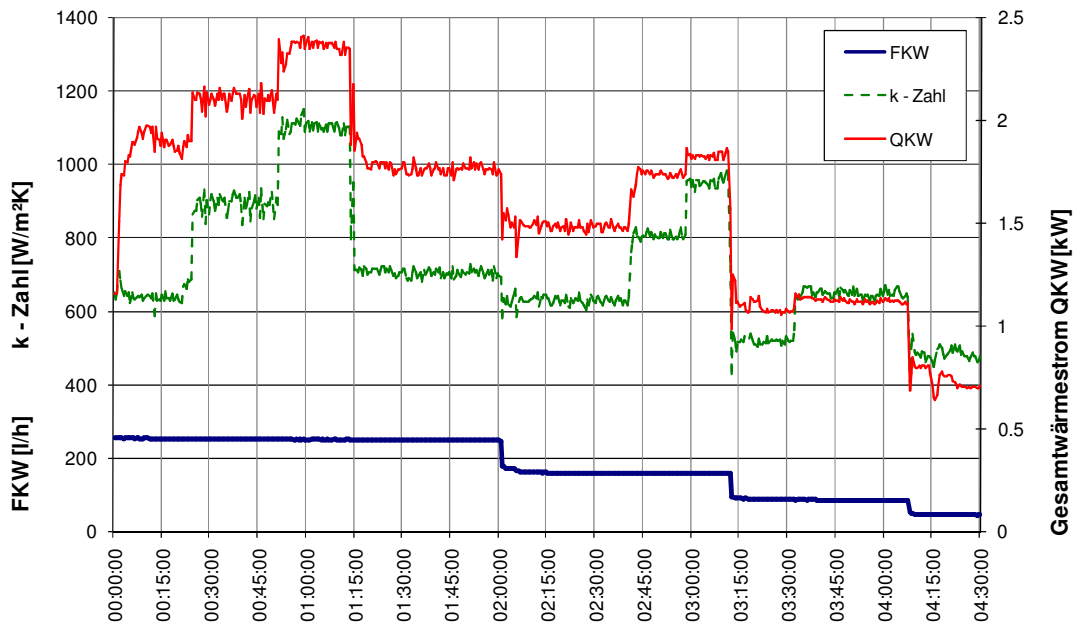


Bild 27: Einfluss des Kühlwasserdurchsatzes und der Rührerdrehzahl auf die k-Zahl

In Bild 28 ist ein daraus ermitteltes, typisches Temperaturprofil über der Wärmeübertragerfläche für einen stationären Zustandpunkt dargestellt.



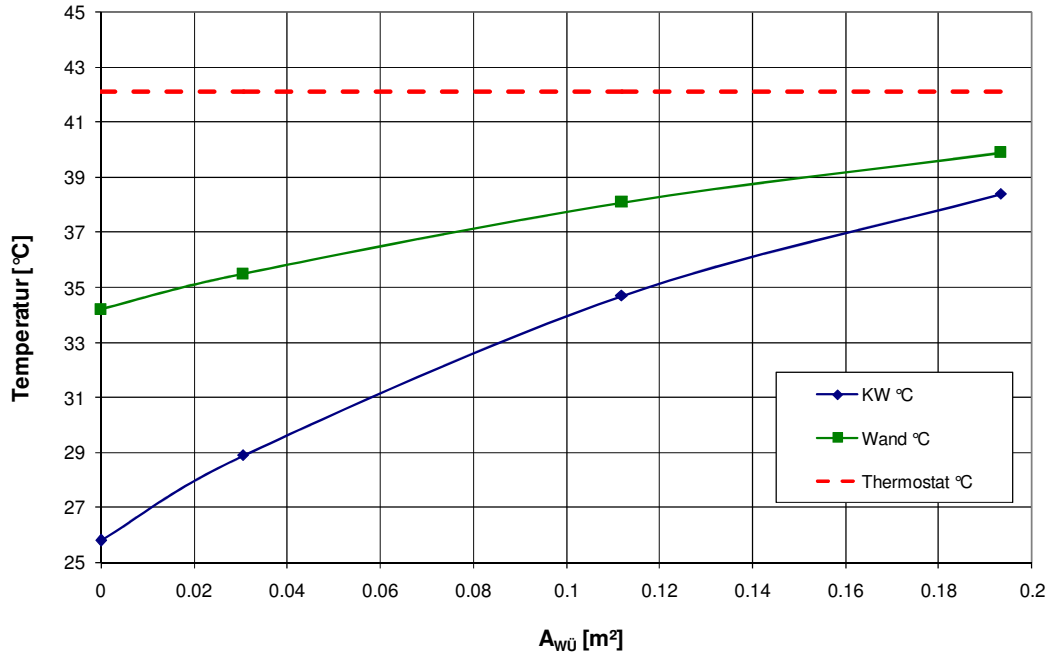


Bild 28: Typischer Temperaturverlauf als Funktion der Wärmeübertragungsfläche

Die aus den gemessenen Temperaturen ermittelten Wärmeübergangszahlen  $\alpha_i$ , bewegen sich zwischen  $\alpha_i \approx 300$  und  $5000 \text{ W / m}^2 \text{ K}$ .

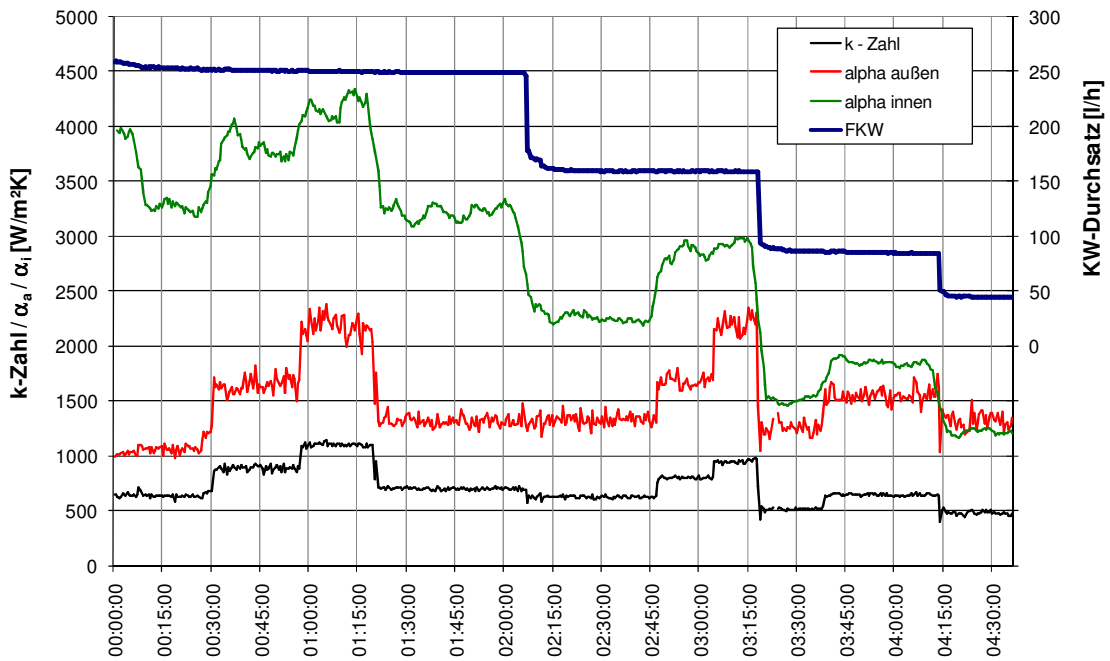


Bild 29: Einfluss des Kühlwasserdurchsatzes bzw. der Rührerdrehzahl im Thermostatenbad auf  $\alpha_i$  bzw.  $\alpha_a$

Da das eintretende Kühlwasser aus dem Kühlwassernetz entnommen wird ist die Kühlwassereintrittstemperatur an allen Versuchspunkten nahezu konstant. Dies führt bei Vergrößerung der Turbulenz im Thermostatenbad durch Erhöhung der Rührerdrehzahl zu einem Anstieg der aufgenommenen Wärme (bei konstantem Kühlwasserdurchsatz – vgl. Bild 27) und einer erhöhten Kühlwasseraustrittstemperatur. Höhere mittlere Kühlwassertemperaturen in der Wellrohrspirale haben niedrigere Viskositäten, höhere Prandtl-Zahlen und Wärmeleitfähigkeiten zur Folge. D.h. durch die Rührerdrehzahl im Thermostatenbecken wird der innere Wärmeübergang über die Stoffdateneigenschaften beeinflusst. Steigt beispielsweise die mittlere Kühlwassertemperatur von 20 °C auf 30 °C an, errechnet sich für eine zu Grunde gelegte Rohrströmung, ein um ca. 7 % höherer Wärmeübergangskoeffizient.

Da die Wärmeübergangsversuche nur mit Wasser durchgeführt wurden und die dabei aufgetretenen Temperaturen sich nur im Bereich zwischen 15 bis 60 °C bewegten, ist die Schwankungsbreite der Prandtl – Zahl klein. Dadurch ist der Einfluss der Prandtl – Zahl auf die Nußelt – Zahl stark fehlerbehaftet und führte bei der Bestimmung der Parameter a, b und c in Gleichung 16 durch Regressionsanalyse zu keinem Ergebnis. Der Parameter c wurde deshalb auf den Wert  $c = 0,4$  festgelegt. Dies scheint insofern gerechtfertigt, da der Grenzwert für den Prandtlzahlexponenten bei sehr großen Prandtl – Zahlen mit 0,33 angegeben wird [59]. Nach Logarithmieren von Gleichung 16 und Auftragen der Messwerte ergibt sich ein nahezu linearer Zusammenhang nach Bild 30.

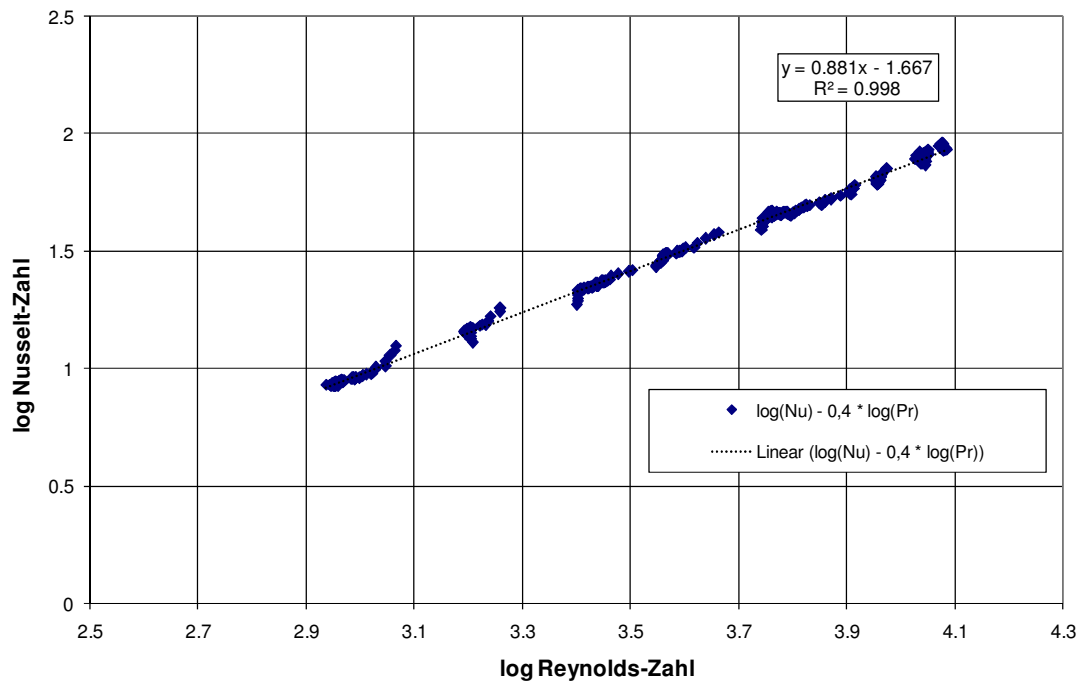


Bild 30: Regressionsgerade zur Bestimmung der Nußelt – Zahl Abhängigkeit

Für die Parameter a und b wurden die Werte  $a = 0,022$  und  $b = 0,88$  ermittelt, so dass Gleichung 16 übergeht in Gleichung 19.

$$Nu_{WS} = 0,022 \cdot Re^{0,88} \cdot Pr^{0,4} \quad (19)$$

In der Literatur [22] ist eine Gleichung für die überschlägige Berechnung der Nußelt – Zahl in einer turbulenten Strömung im Rohr angegeben.

$$Nu_{Rohr} = 0,0125 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (20)$$

Der damit berechnete Wärmeübergangskoeffizient ist im nachfolgenden Bild dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der innere Wärmeübergang des Wellrohrs erheblich besser ist, als der eines Rohres gleichen Durchmessers. Selbst wenn die Oberflächenvergrößerung des Wellrohrs berücksichtigt wird, sind die gemessenen  $\alpha_i$  - Werte des Wellrohrs ca. um den Faktor 1,3 höher, als die des glatten Rohres.

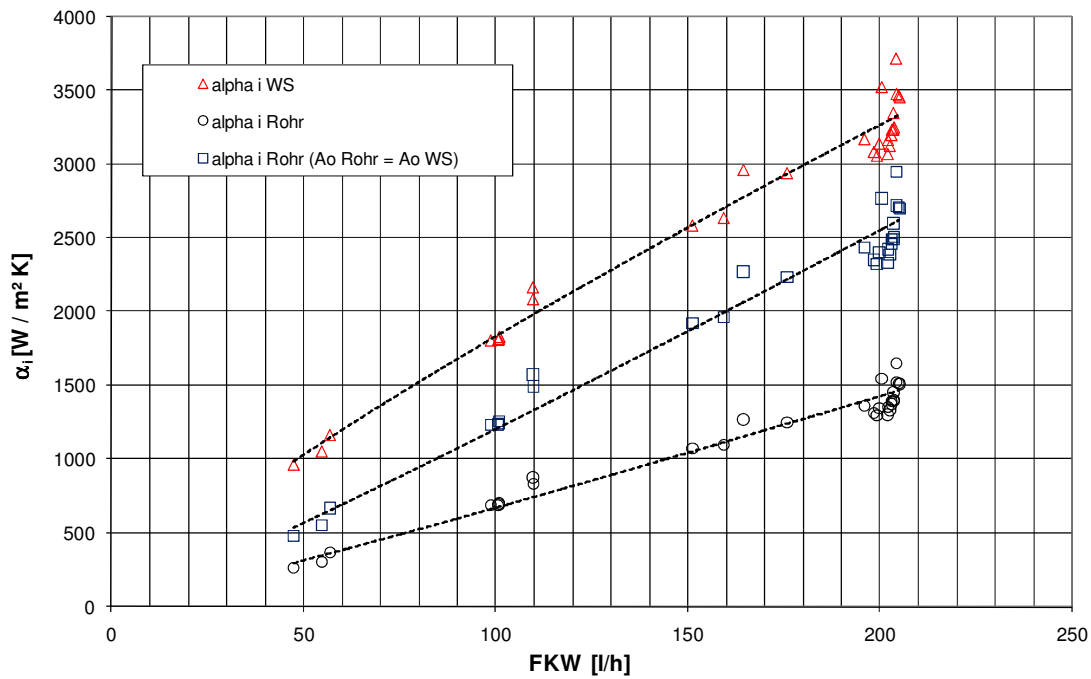


Bild 31: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten Wellrohr – Glattrohr in Abhängigkeit vom Volumenstrom

### 3.3.2. Randbedingungen Absorbereintritt

Die in den Absorber eintretende Zweiphasen-Strömung soll sich möglichst im stofflichen und thermischen Gleichgewicht befinden. Für die Charakterisierung des erreichten Mischzustandes vor Eintritt in den Absorber wird die Temperaturmessstelle T09 herangezogen und mit der theoretischen Mischtemperatur (völliges stoffliches und thermisches Gleichgewicht) verglichen. Bild 32 zeigt beispielhaft die Mischtemperatur und den Massenstrom der Lösung für eine Mischung von 50 kg / h Lösung ( $\xi = 0$ ) mit einer Temperatur von 45 °C und einem Gasmassenstrom von 60 kg / h mit einer Temperatur von 80 °C in Abhängigkeit von der Eingangsfeuchte  $x_E$ . Es ergibt sich im angegebenen Beispiel ein Punkt  $x_E = 0,08$  kg / kg, bei dem die Ausgangsfeuchte des Gases gleich der Eingangsfeuchte des Gases ist. Liegt die Gaseintrittsfeuchte darunter, wird die Lösung desorbiert und das Gas befeuchtet, liegt die Eingangsfeuchte darüber, tritt Feuchte vom Gas in die Lösung über und die Austrittsfeuchte des Gases ist höher als die Eingangsfeuchte in den Mischpunkt.

Vergleicht man die experimentell gewonnenen Temperaturen mit den entsprechenden berechneten Mischungstemperaturen, so wird deutlich, dass die Temperaturdifferenzen nicht größer als  $\pm 1$ K sind, so dass die Einstellung des vollständigen Gleichgewichts angenommen werden kann.

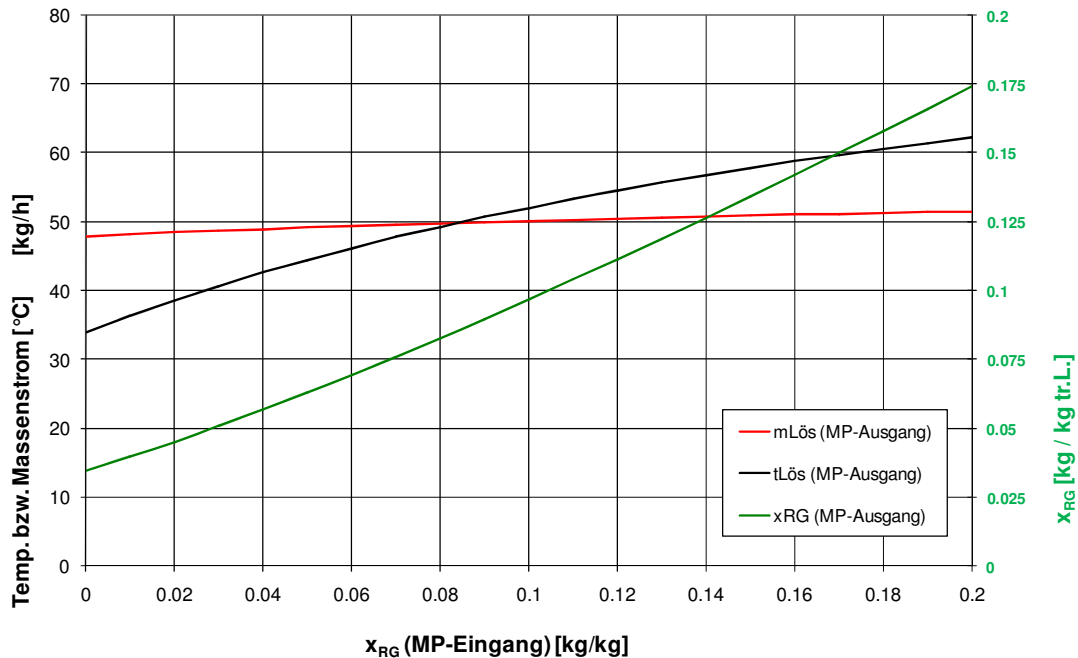


Bild 32: Berechnungsbeispiel der Mischtemperaturen bei vollständiger Einstellung des thermischen und stofflichen Gleichgewichts während des Mischvorgangs am Absorbereintritt

(100 % thermisches und stoffliches GG;  $\dot{m}_{tr.L.} = 60$  kg/h;  $t_{tr.L.} = 70^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m}_{L\ddot{o}s,E} = 50,0$  kg/h;  $t_{L\ddot{o}s} = 45^\circ\text{C}$ ;  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0$  kg/kg)

Eine Vielzahl von Versuchen zum Stoff- und Wärmeübergang wurden mit der Lösungskonzentration von  $\xi = 0 \%$  durchgeführt. Die Absorption eines Dampfes aus einem Inertgas – Dampf – Gemisch entartet dadurch zur Teilkondensation. Der wesentliche Vorteil liegt dabei darin, dass in der Flüssigphase kein Stofftransportwiderstand auftritt und die Auswertungen wesentlich vereinfacht werden. Gleichzeitig sind die auftretenden Temperaturen im Teilkondensationsfall wesentlich niedriger. Dadurch ist der Bilanzfehler auf Grund von überschlägig berechneten Wärmeverlusten über die Systemgrenzen hinweg, minimal.

Andererseits könnte an eventuell vorhandenen unbenetzten Stellen der Wärmeübertragungsfläche Kondensation stattfinden, die ihrerseits zu einer erheblichen Verfälschung der filmseitigen Wärmeübergangskoeffizienten führen würde. Durch die hohe Turbulenz und das vergleichsweise große Flüssigkeits – Holdup ist jedoch eine vollständige Benetzung der Wärmeübertragerfläche im Falle des Steigfilmabsorbers immer sichergestellt.

Die Temperatur der Lösung wurde senkrecht über einer der vier Düsen gemessen. Eine Überprüfung des radialen Temperaturfeldes im Steigfilmabsorber bei jeweils konstanter Höhe, ergab eine sehr einheitliche Temperaturverteilung, so dass es gerechtfertigt ist, diese gemessene Temperatur als konstant anzunehmen. Ausnahme hiervon ist die Temperatur zwischen zwei Düsen auf den ersten beiden unteren Rohrwindungen, die um 1 bis max. 1,5 K niedriger ist, als diejenige, die senkrecht über den Düsen gemessen wird.

Durch die Platzierung der Thermolemente in dem Wellrohrschlauch ist es möglich, die übergegangene Wärme im jeweiligen (konstanten) Höhenabschnitt genau zu bestimmen. Mit den bekannten Wärmeübergangsverhältnissen im Wellrohrschlauch und der im Versuch gemessenen übergegangenen Wärme pro Höhenabschnitt, kann auf die äußeren Bedingungen geschlossen werden.

Eine Vielzahl von Autoren hat den Wärmeübergang bei der Kondensation an waagerechten, geneigten und senkrechten Rohren, zum Teil mit Einfluss inerter Gase untersucht. [46, 64, 75, 76, 86, 90]. Den angegebenen Gleichungen für die Berechnung der Nußeltzahlen liegen dabei unterschiedliche Festlegungen über die maßgeblichen, treibenden Temperaturdifferenzen zu Grunde.

Bei geschlossenen Absorptionsanlagen ist es üblich, die zur k-Zahl Berechnung des Absorbers zu Grunde gelegte Temperaturdifferenz aus der Kühlmitteltemperatur und der *Gleichgewichtstemperatur* der Lösung zu bilden [71]. Wird die Gleichgewichtstemperatur aus der Kerntemperatur und der Kernkonzentration der Lösung bestimmt, errechnet man demzufolge eine kleinere k-Zahl, als diejenige, welche sich nur unter Berücksichtigung der Kerntemperatur ergeben würde. Die im Folgenden angegebenen Wärmeübergangskoeffizienten beziehen sich auf die gemessenen Temperaturdifferenzen im Kern der Lösung bzw. im Kern des Kühlwassers des jeweiligen Höhenabschnitts.

### 3.3.3. Einfluss des Kühlwasserdurchsatzes

Für die Untersuchungen des Einflusses des Kühlwasserdurchsatzes auf den Absorptionsprozess wurde der zeitliche Verlauf der Kühlwassertemperaturen wie ihn Bild 33 zeigt, ausgewertet. Werden in den einzelnen stationären Zuständen die Mittelwerte der Temperaturen gebildet, kann ein Temperaturprofil des Kühlwassers über den einzelnen Höhenabschnitten erzeugt werden. Der Anfang bzw. das Ende eines stationären Zustandes wurde durch die bereits beschriebene Mittelwertabweichung der einzelnen Messwerte festgelegt.

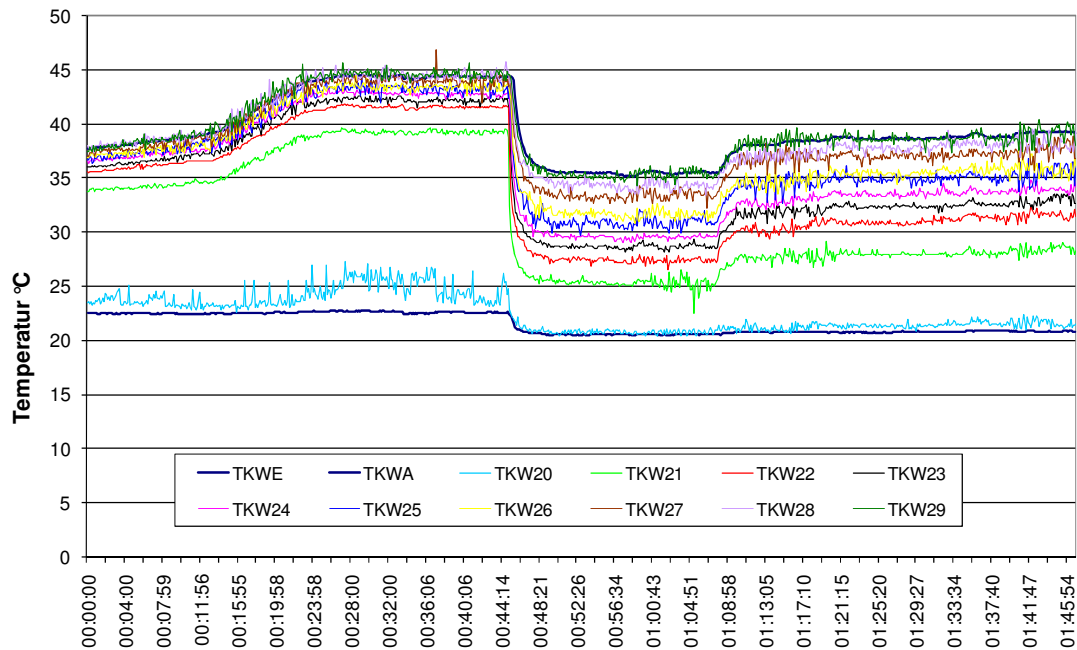


Bild 33: Zeitlicher Verlauf der Kühlwassertemperaturen

Im Bild 33 wurde der Kühlwasserdurchsatz (ca. 45 min) von ca. 40 kg / h auf ca. 175 kg / h erhöht und danach auf ca. 130 kg / h gesenkt. Die Zeit, welche für die Einstellung eines neuen stationären Zustands benötigt wird, kann ebenfalls aus dem Bild 33 abgeschätzt werden. Sie bewegt sich zwischen 30 Sekunden für die Temperaturmessstellen am Kühlwassereintritt und steigt auf bis zu 180 Sekunden für die Temperaturmessstellen am Kühlwasseraustritt. Da sowohl die Trägheit der Thermoelemente (Durchmesser der Schweißperle ca. 0,5 mm) als auch die gespeicherte Wärme in der Wellrohrmasse vernachlässigbar klein sind, wird die Zeit zum Einstellen eines neuen stationären Zustands durch die Temperaturänderung der Lösung und durch die Geschwindigkeit des Kühlwassers im Wellrohrschlauch bestimmt. Gut zu erkennen ist in Bild 33, dass ein geringer Kühlwasserdurchsatz eine sehr ungleichmäßige Erwärmung zur Folge hat.

Noch deutlicher kommt dieses Verhalten in Bild 34 zum Ausdruck. Hierbei ist die Absorberhöhe in eine entsprechende Wärmeübertragerfläche umgerechnet worden. Da sich der Kühlwassereintritt am Absorberkopf  $H_{\text{Abs}} = 0,4 \text{ m}$  entspricht  $A_{\text{WÜ}} = 1 \text{ m}^2$  befindet, erwärmt sich das Kühlwasser also entsprechend von rechts nach links. Die eingezeichneten Temperaturprofile verdeutlichen, dass bei kleinerem Durchsatz die Temperaturanstiege sehr viel steiler sind, als bei größeren Durchsätzen.

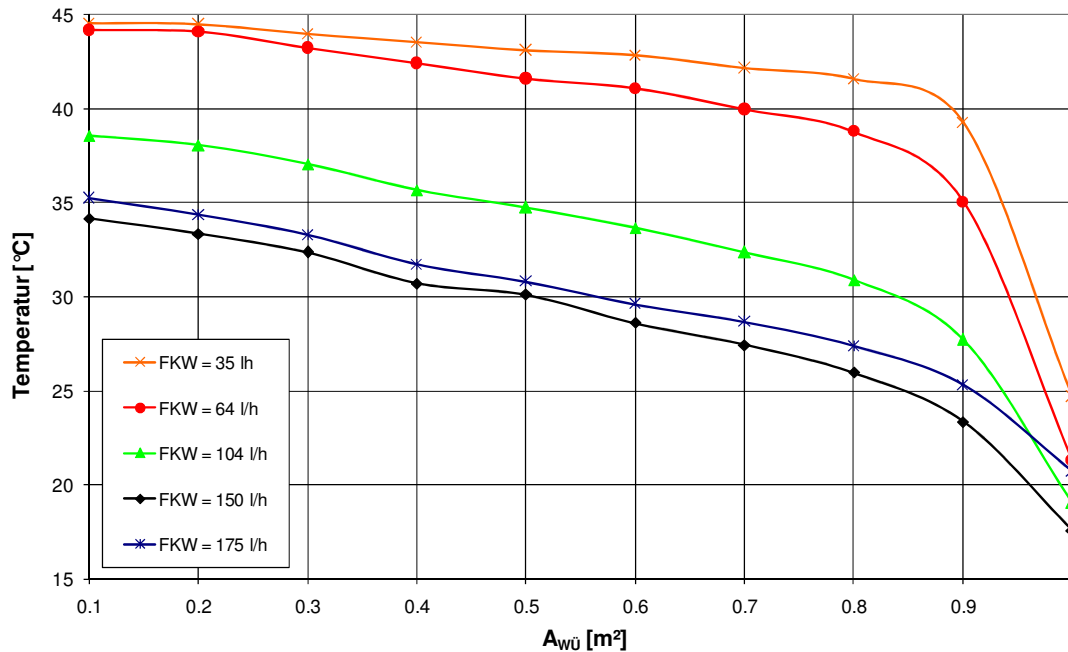


Bild 34: Temperaturprofile des Kühlwassers bei verschiedenen Kühlwasserdurchsätzen

Im Falle besonders geringer Kühlwasserdurchflüsse ist bereits nach  $0,1 \text{ m}^2$  ca. 80 % der gesamten Wärme an das Kühlwasser übertragen worden. Dieses Verhalten vermindert sich mit zunehmendem Kühlwasserdurchfluss. Bei einem Kühlwasserdurchfluss von ca.  $200 \text{ kg / h}$  kann ein nahezu gleichmäßiges Temperaturprofil beobachtet werden. Die erzielten Erwärmungen des Kühlwassers bewegen sich zwischen 12 und ca. 20 K.

Da das Kühlwasser im Kreuzgegenstrom zum Gas strömt, könnte das Gas bis auf die Kühlwassereintrittstemperatur abgekühlt werden. Die maximal zu erreichende Erwärmung des Kühlwassers ist – wird die geringe Überhitzungsenergie des Gases vernachlässigt – durch die Taupunktstemperatur des Gasstromes über der Lösung festgelegt (vgl. 1.1.2). Aus energetischem Blickwinkel ergibt sich damit ein optimaler Kühlwasserdurchsatz, bei dem die Kühlwasseraustrittstemperatur ihren maximalen Wert erreicht.

Gleichzeitig bestimmt der Durchsatz an Kühlwasser in hohem Maß den inneren Wärmeübergangskoeffizient. Da für eine intensive Absorption die schnelle Abgabe der Absorptionswärme an das Kühlwasser eine Grundvoraussetzung ist, können sich aus Sicht eines optimierten Wärmeübergangsverhaltens entsprechend andere optimale Kühlwasserdurchsätze ergeben. Diese hängen dann von den äußeren Wärmeübergangszahlen bzw. Stoffübergangszahlen ab, welche sich wiederum aus den Durchsätzen an Gas und Lösung ergeben.

Da das Kühlwasser im Kreuz-Gegenstrom zur Lösung geführt wird, ist neben der Kühlwassererwärmung als „Nutzenergie“ auch die erzielte Auskühlung der Lösung von Interesse. Dabei interessiert vor allem, welchen Einfluss der Kühlwasserdurchsatz auf das Temperaturprofil der Lösung ausübt. D.h. es ist von Interesse, wie sich die Änderung des Kühlwasser - Wärmekapazitätsstromes bzw. die Änderung des Wärmeübergangsverhaltens im Wellrohrschlauch auswirken. Im nachfolgenden Diagramm sind für die Kühlwasserdurchsätze  $m_{KW} = 45 \text{ kg / h}$  und  $m_{KW} = 200 \text{ kg / h}$  (Lösungskonzentration  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0$ ) die resultierenden Temperaturprofile dargestellt.

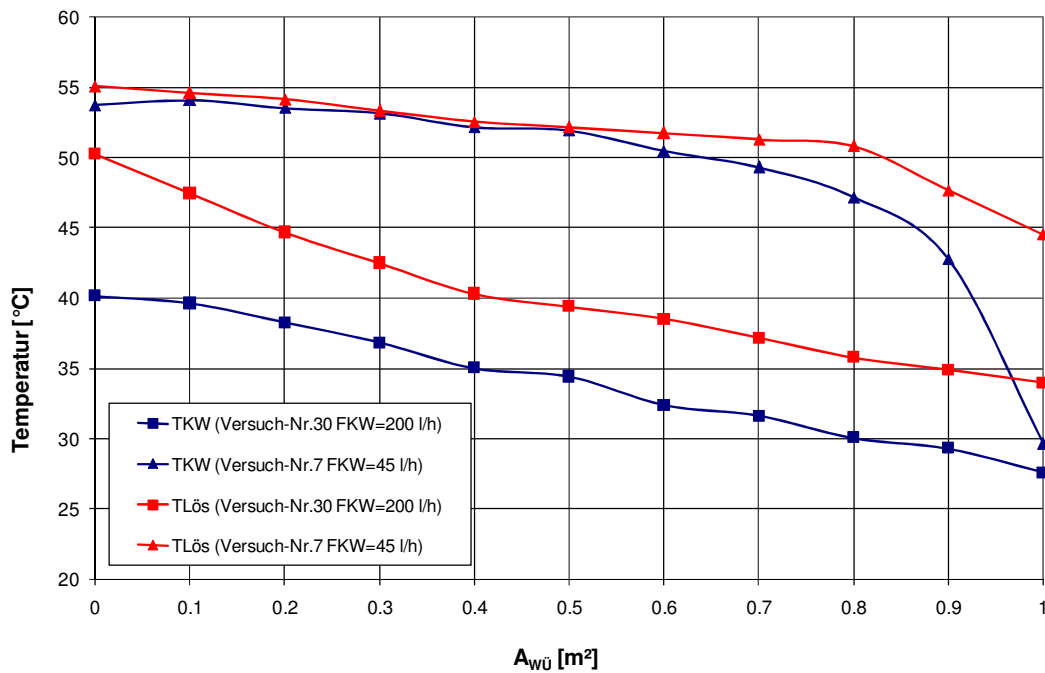


Bild 35: Gemessene Temperaturprofile von Lösung und Kühlwasser als Funktion der Höhe (sonstige Eintrittsbedingungen sind nahezu identisch)

Für den niedrigen Kühlwasserdurchfluss ist die Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Kühlwasser zwischen Absorberhöhe 0 und 0,25 m kaum noch vorhanden, während sie am Kühlwassereintritt (Absorberhöhe 0,4 m) und kurz darunter mit bis zu 15 K beträchtliche Werte annimmt. Das Gegenteil ist bei dem hohen Kühlwassermassenstrom  $m_{KW} = 200 \text{ kg / h}$  zu beobachten. Über die gesamte Absorberhöhe ist eine Temperaturdifferenz von 7 bis 10 K gemessen worden. Die Endtemperatur des Kühlwassers im Falle des geringen Kühlwasserdurchsatzes von  $m_{KW} = 45 \text{ kg / h}$  fällt mit 54 °C deutlich höher aus, als die erzielten 40 °C beim Durchsatz  $m_{KW} = 200 \text{ kg / h}$ . Da letztendlich die Enthalpie des Rauchgases genutzt werden soll, und dieses sich im Grenzfall bis auf die Lösungsaustrittstemperatur abkühlen könnte, ist also eine hohe Temperaturdifferenz am Lösungsaustritt als besonders nachteilig einzuschätzen.



### 3.3.4. Einfluss des Lösungsdurchsatzes

Im Bild 36 ist die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme in Abhängigkeit vom Lösungsdurchsatz dargestellt (die Kühlwasserparameter und die Rauchgasparameter waren dabei konstant). Zwar ist ein Anstieg des Kühlwasserwärmestroms von ca. 3 auf 4 kW zu beobachten, dieser ist aber vollständig von der eingebrachten Lösungsenthalpie entnommen, da die Differenz aus Kühlwasserwärmestrom und Enthalpieänderung der Lösung, also die aus dem Gasstrom aufgenommene Energie, konstant bleibt.

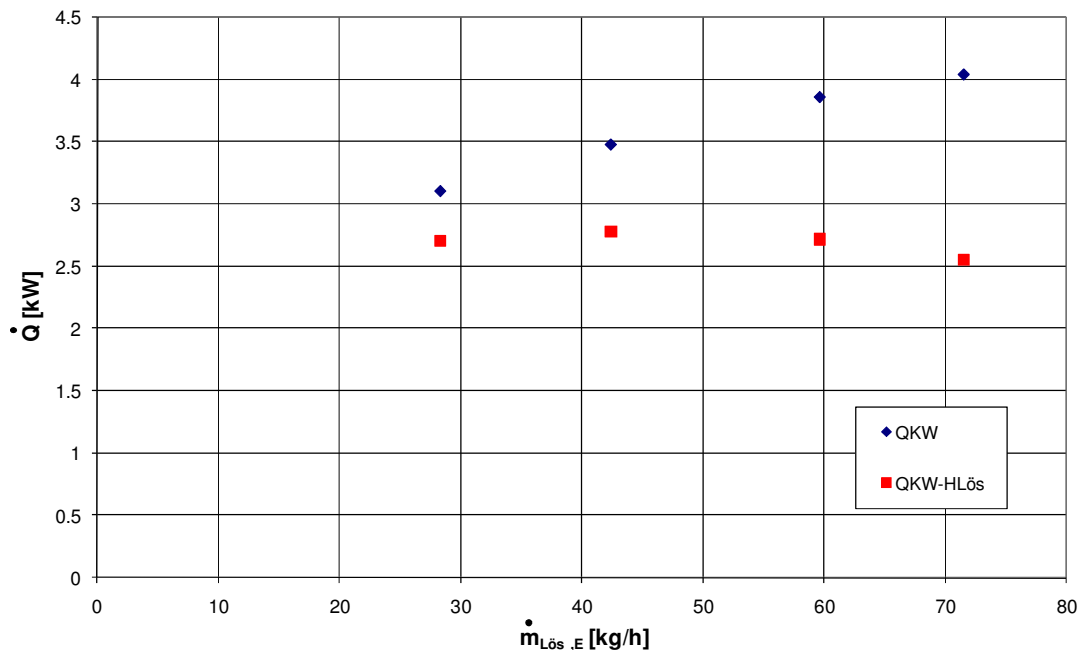


Bild 36: Einfluss des Lösungseintrittsmassenstroms  $\dot{m}_{\text{Lös},E}$  auf die abgegebene Kühlleistung

Ein Einfluss des Lösungsmassenstromes auf die  $k$ -Zahl bzw. auf  $\alpha_a$  ist nach Bild 37 praktisch nicht vorhanden. Dies erscheint plausibel, da zwar die eingebrachte Energie – auf Grund der Lösungsenthalpieänderung – erheblich ist, die Intensivierung des Stoff- und Wärmeübergangs durch die sehr viel größere Dichte der Lösung im Vergleich zum (unverändert gebliebenen) Gas verschwindend gering ist. Das gleiche Ergebnis wurde auch in [34] an einem Blasenabsorber beobachtet.

Bei der Absorption ist aber zu beachten, dass der Lösungseintrittsmassenstrom nicht unter einen Mindestwert absinkt, da sich anderenfalls der starke Verdünnungseffekt durch die einkondensierende Rauchgasfeuchte nachteilig bemerkbar macht. Bei den durchgeführten Versuchen wurde das Verhältnis von Lösungsdurchsatz zu einkondensierter Feuchte (Lösungsumlauf) mit rund 10 als günstig festgestellt.

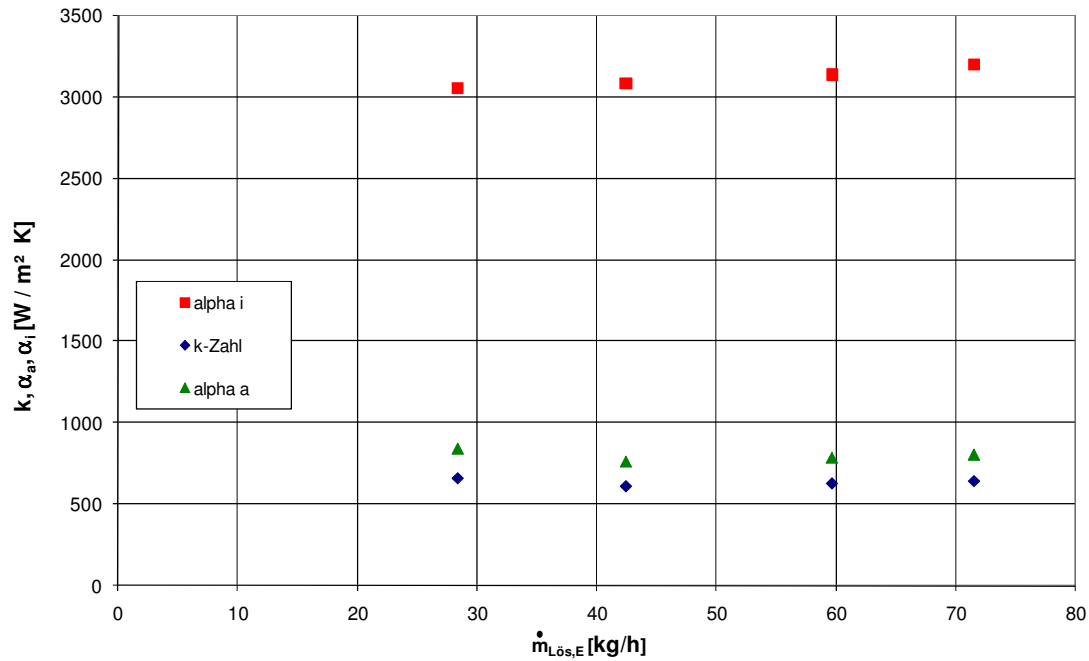


Bild 37: Ermittelte Werte für k und  $\alpha_a$  in Abhängigkeit vom Lösungseintrittsmassenstrom  $\dot{m}_{L\ddot{o}s,E}$

### 3.3.5. Einfluss der Lösungskonzentration

Im nachfolgenden Bild 38 sind die über die gesamte Wärmeübertragungsfläche gemittelten, äußeren Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt. Mit steigender Konzentration ist ein starker Abfall des Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten. Während von der Konzentration  $\xi = 0 \%$  ausgehend, eine Konzentrationserhöhung nur ein allmähliches Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten verursacht, ist ab einem mittleren Konzentrationsbereich ein immer stärkeres Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten. Da sich Wärmetransformationsprozesse bei mittleren bis hohen Lösungskonzentrationen abspielen, wirkt sich dieses Verhalten besonders ungünstig aus.

Als eigentliche Hauptursache muss die sehr stark mit der Konzentration ansteigende Viskosität der Lösung genannt werden. Vergleicht man allerdings die absoluten Werte des Wärmeübergangskoeffizienten bei höheren Konzentrationen mit Literaturwerten ähnlicher Stoffsysteme bei Rieselfilmapparaten, so kann festgestellt werden, dass die gemessenen Werte teilweise deutlich über den Literaturwerten liegen [33,55,72,75]. Das beobachtete Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten folgt gut einer Proportionalität zu  $\text{Pr}_{L\ddot{o}s}^{-0,31}$ .

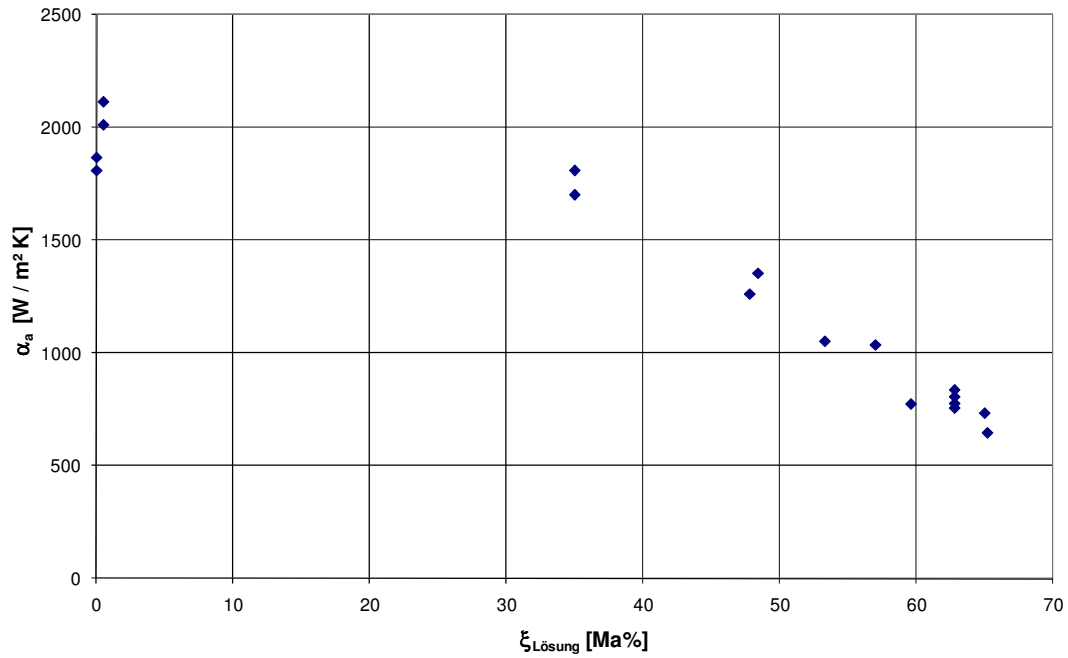


Bild 38: Einfluss der Lösungskonzentration  $\xi$  auf den mittleren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$

### 3.3.6. Einfluss des Gasdurchsatzes

Im Gegensatz zur durchgesetzten Lösungsmenge hat der Gasdurchsatz einen erheblichen Einfluss auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizient. Wie aus Bild 39 hervorgeht, wird in dieser Versuchsreihe die k – Zahl

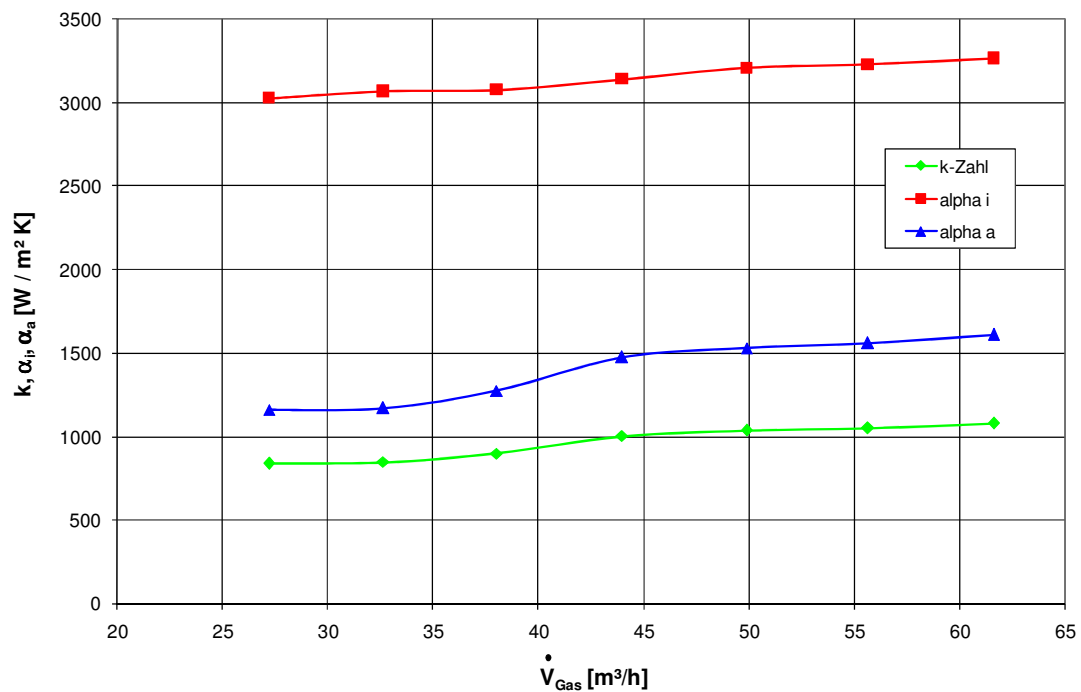


Bild 39: Einfluss des Gasvolumenstroms auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten (Partialkondensation)

in erheblichem Maß durch den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Bei der Versuchsreihe wurde Wasser als „Lösung“ verwendet, so dass innerhalb der Lösung kein Stofftransportwiderstand auftreten kann. Der Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt relativ gleichmäßig. Unter den gewählten Randbedingungen gehorcht der Anstieg des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten näherungsweise einem Potenzgesetz mit dem Exponenten 0,45. Das ist deutlich weniger als der Anstieg in einer turbulenten Einphasenströmung in einem Glattrrohr (Exponent ca. 0.8). Überlagert man die Abhängigkeiten von Konzentration und Gasvolumenstrom ergibt sich für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten folgende einfache Überschlagsgleichung:

$$\alpha_a = 1250 \cdot Pr_{Lös}^{-0,31} \cdot \left( \frac{\dot{V}_{Gas}}{\dot{V}_o} \right)^{0,45}. \text{ Diese gibt die experimentellen Daten relativ gut wieder.}$$

### 3.4. Experimentelle Daten zur Hydrodynamik

#### 3.4.1. Untersuchungen zum Flüssigkeits-Holdup

Es wurde das dynamische Flüssigkeits-Holdup bei unterschiedlichen Lösungskonzentrationen und in Abhängigkeit vom Gasdurchsatz bestimmt. Dazu wurden im eingeschwungenen Zustand alle Eintrittsventile des Absorbers gleichzeitig geschlossen und die abtropfende Flüssigkeitsmenge bestimmt.

Bild 40 zeigt das gemessene dynamische Flüssigkeits-Holdup in Abhängigkeit vom Gasdurchsatz und der Konzentration der Lösung. Der Gasdurchsatz wurde von ca. 15 m<sup>3</sup> / h bis auf ca. 65 m<sup>3</sup> / h gesteigert. Das Absinken des Flüssigkeits-Holdups bei steigendem Gasdurchsatz erfolgt nahezu linear. Ein signifikanter Einfluss der Konzentration wurde nicht beobachtet, bzw. liegt im Bereich des Messfehlers. Bei einem Gesamtvolumen des Absorbers von V<sub>Abs</sub> = 3,05 l bewegt sich der mittlere, relative Flüssigkeitsanteil zwischen 32 und 55 %.

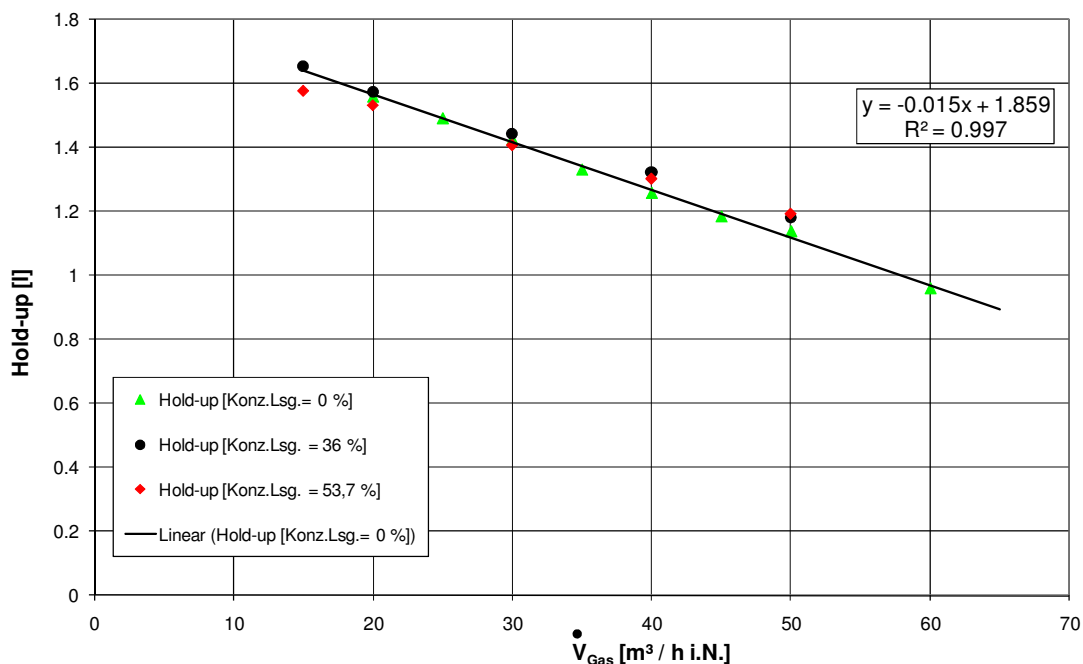


Bild 40: Flüssigkeits Holdup im Steigfilm – Gleichstromabsorber

### 3.4.2. Verweilzeitverhalten

Bild 41 zeigt die gemessenen Extinktionskurven des Tracers am Absorberaustritt bei variiertem Gasdurchsatz. Der Lösungsdurchsatz ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0 \%$ ) betrug in allen Fällen  $m_{L\ddot{o}s} = 68 \text{ kg / h}$ . Alle Kurven zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf. Auffallend ist das relativ starke Ansteigen des Extinktionsmaximums bei vergrößertem Gasdurchsatz. Das zeitliche Auftreten der Maxima wird dagegen nur wenig vom Gasdurchsatz beeinflusst. Dies lässt den Schluss zu, dass selbst bei geringem Gasdurchsatz die hervorgerufene Turbulenz außerordentlich hoch ist und ein weiteres Steigern des Gasdurchsatzes nur noch eine vergleichsweise schwache Erhöhung der Turbulenz bewirkt. Das dem Maximum folgende Abklingen der Extinktion erfolgt umso stärker, je höher das Maximum bzw. der Gasdurchsatz war. Dadurch ergibt sich ein „Schnittpunkt“ aller Kurven im Bereich von  $t = 110 \dots 120 \text{ s}$ . Nach einer Zeit  $t = 300 \text{ s}$  ist im Fall  $V_{\text{Gas}} = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$  kein Tracer im Lösungsausgang mehr nachweisbar, während für  $V_{\text{Gas}} = 20 \text{ m}^3 / \text{h}$  dies sehr wohl der Fall ist.

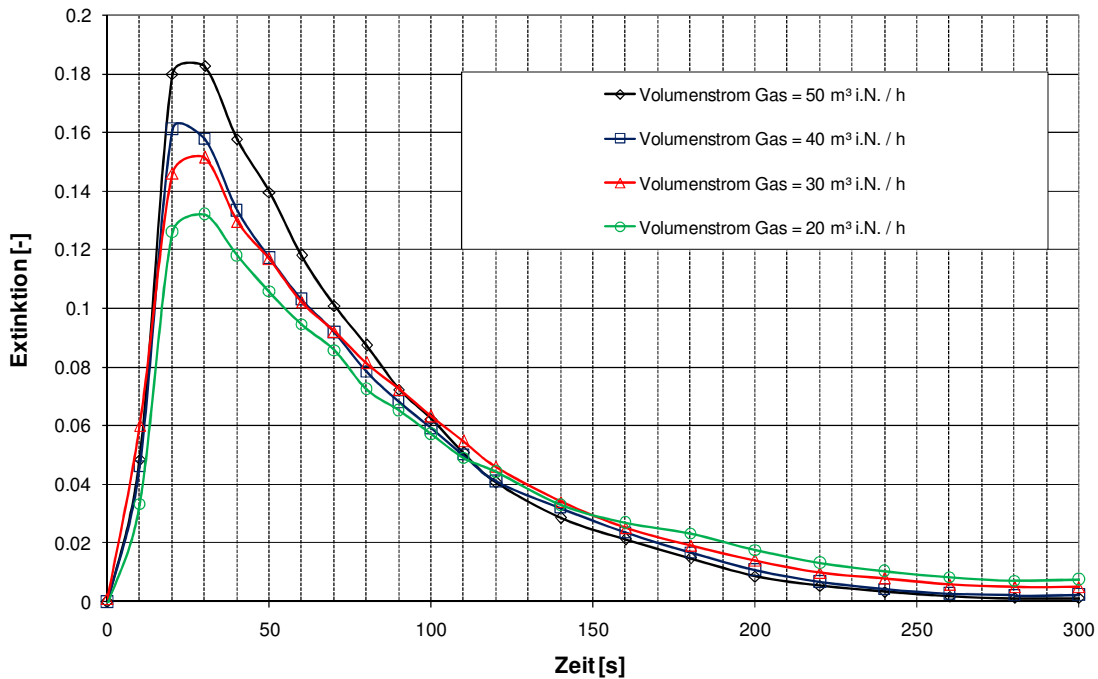


Bild 41: Gemessener zeitlicher Verlauf der Extinktion im Steigfilm – Gleichstromabsorber bei verschiedenen Gasvolumenströmen

Das in Bild 42 dargestellte Diagramm zeigt den gemessenen Extinktionsverlauf für einen Gasdurchsatz von  $V_{\text{Gas}} = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$  und einen Eintrittslösungsmassenstrom von  $m_{L\ddot{o}s} = 68 \text{ kg / h}$  im Vergleich zu einem berechneten Verlauf, wie er sich einstellen würde, wenn ein idealer Rührkessel vorliegen würde. Die der Abklingfunktion des idealen Rührkessels zu Grunde liegende Anfangskonzentration  $c_0$  ist dabei mit dem Flüssigkeitsanteil im Absorber unter den entsprechenden Betriebsbedingungen und der zugegebenen Menge an Tracer berechnet worden.

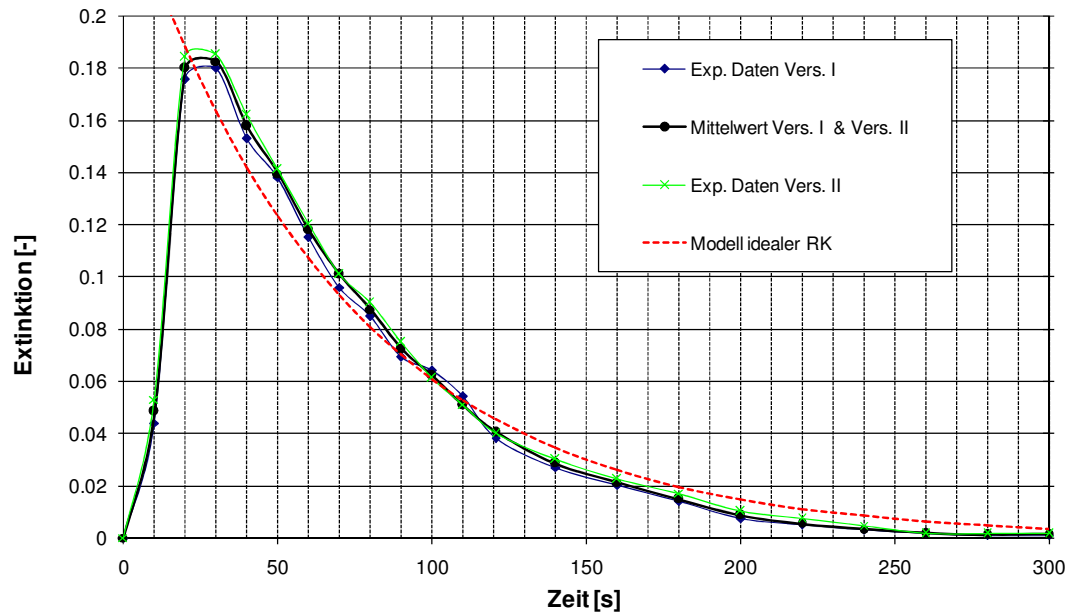


Bild 42: Konzentrationsverlauf des Tracers am Absorbereingang (Wiederholungsmessung und Mittelwert) im Vergleich zum Modell des idealen Rührkessels (mit Totzeitberücksichtigung)

$$V_{\text{Gas}} = 50 \text{ m}^3 \text{ i.N. / h}; V_{\text{Lös}} = 50 \text{ l / h}$$

Das gemessene und das berechnete Verweilzeitspektrum sind sich für  $t > 30 \text{ s}$  qualitativ sehr ähnlich. Dies deutet auf eine große Durchmischung der flüssigen Phase infolge hoher, großräumiger Turbulenz hin. Das vollständig konträre Verhalten für die Anfangsphase wird durch den notwendigen Teilchentransport vom Absorbereingang zum Absorbereingang im Realfall verursacht. Beim berechneten ideal durchmischten Rührkessel liegt zu der Zeit  $t = 0$  der Tracer ohne örtliche Konzentrationsunterschiede in der Flüssigphase vor, so dass die Entfärbung sofort einsetzt. Dagegen kann beim gemessenen Realfall eine Totzeit beobachtet werden. Danach erfolgt ein rascher Anstieg auf den Maximalwert bei  $t = 20$  bis  $30 \text{ s}$ .

### 3.4.3. Druckverlustbestimmung

#### Einphasendruckverlust (trockener Druckverlust)

Für die Bewertung des auftretenden Druckverlustes im Betrieb der Anlage, also bei Strömung von Gas und Flüssigkeit, ist die Kenntnis des Druckverlustes bei alleiniger Gasbeaufschlagung hilfreich. Da es sich um eine reine Gasströmung handelt, bei der die Gasdichte sich nur unwesentlich ändert – und diese Änderung daher vernachlässigt werden kann – ist durch die Bernoulli – Gleichung die Bestimmung des trockenen Apparatedruckverlustes möglich.

Vernachlässigt man die geodätischen Druckanteile und berücksichtigt die, aus den Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeiten berechneten dynamischen Druckanteile, gestattet eine einfache Messung der statischen Druckdifferenz am Absorbereintritt und am Absorberraustritt einen Rückschluss auf den Druckverlust des Absorbers. Dieser setzt sich aus den Einzeldruckverlusten der Gaszuleitung / Gasverteilung, den Eintrittsdüsen und dem Druckverlust des eigentlichen Absorbers inklusive Tropfenabscheider zusammen. Da sich der Tropfenabscheider in einer Zone sehr geringer Gasgeschwindigkeit befindet, ist der auftretende Druckverlust gering und wird nicht berücksichtigt.

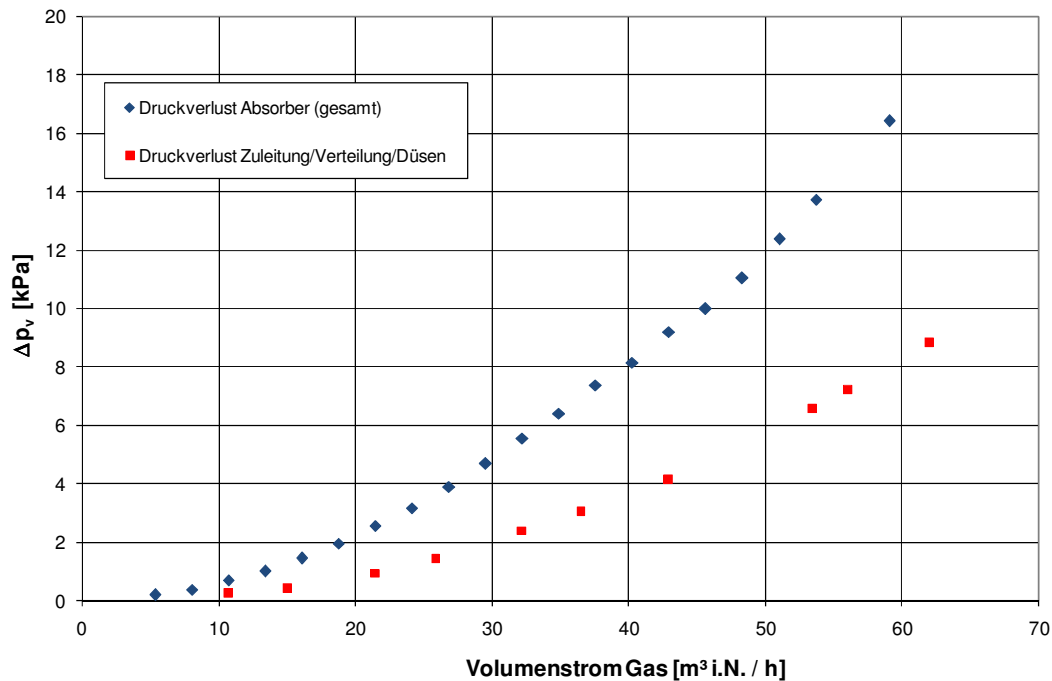


Bild 43: Trockener Gesamtapparatedruckverlust (incl. Zuleitung, Verteilung und Düsen) im Vergleich zum Druckverlust der Zuleitung, Verteilung und Düsen

In Bild 43 ist zu erkennen, dass ungefähr die Hälfte des Gesamtdruckverlustes durch die Gaszuleitung inklusive der Eintrittsdüsen verursacht wird. Trägt man den Druckverlust logarithmisch über der Gasgeschwindigkeit auf (Bild 44), ergibt sich das bei technischen Apparaten oft anzutreffende Bild einer Geraden mit dem Anstieg 1,8.

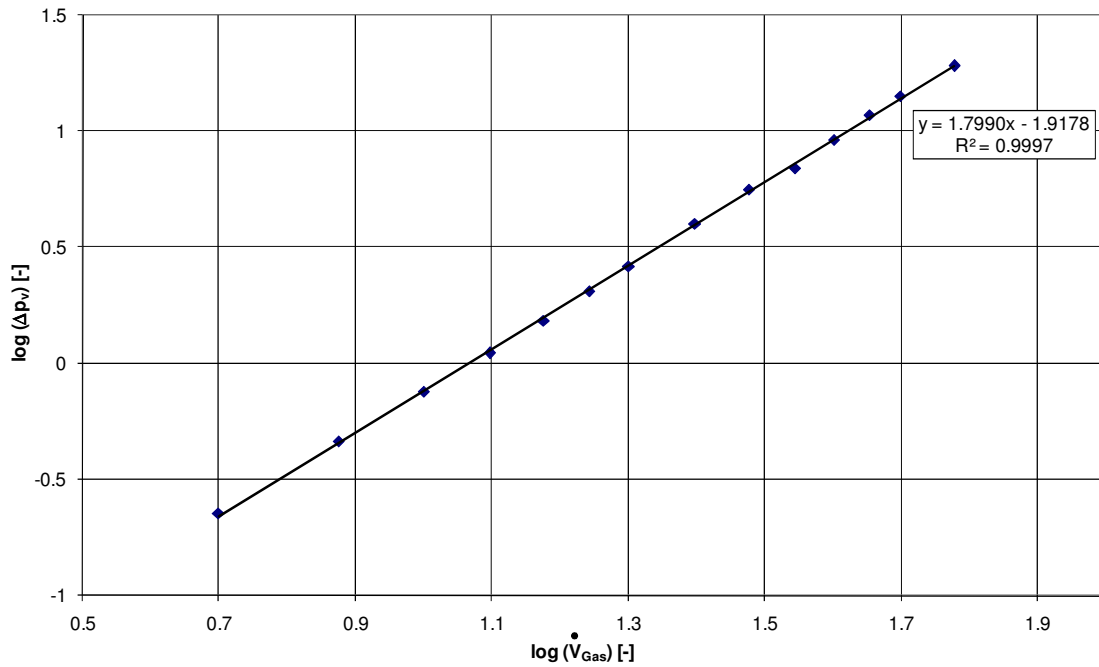


Bild 44: Geradenanstieg des logarithmierten Druckverlusts als Funktion des Gasvolumenstroms  $\dot{V}_{Gas}$

Dies bedeutet eine Abhängigkeit des Widerstandsbeiwertes  $\zeta_{Abs}$  von der Reynoldszahl in der Form:

$$\zeta_{Abs} \sim Re^{-0,2}.$$

#### Zweiphasendruckverlust (nasser Druckverlust)

Die Zweiphasenströmung ist auf Grund ihrer Bedeutung bei Verdampfungsvorgängen gut untersucht und kann gedanklich in zwei Extremfälle eingeteilt werden. Während beim so genannten homogenen Modell das Gas und die Flüssigkeit mit derselben Geschwindigkeit strömen – der jeweils dispergierte Teil „schwimmt“ im Trägerstrom der anderen Phase (zutreffend bei Blasenströmungen mit kleinem Blasendurchmesser bzw. Tropfenströmung mit kleinem Tropfendurchmesser), tritt bei der separierten Strömung (zutreffend für Ringströmung, bzw. geschichtete Strömung) eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen beiden Phasen auf. Dieser Schlupf ist für Rohrströmungen durch eine Vielzahl von Literaturdaten gut bekannt [22, 65, 66, 68]. Die zwischen den beiden Extremfällen liegenden Strömungsformen können u.a. in Schaum- Spritzer- Schwall- und Pfropfenströmung unterteilt werden. Allen diesen Strömungsformen gemeinsam ist jedoch, dass eine nennenswerte Rückströmung einer bzw. beider Phasen nicht stattfindet. Die im Steigfilmabsorber beobachtete Strömungsform ist jedoch gerade durch eine hohe Rückvermischung gekennzeichnet, so dass die o.a. Modelle zur Beschreibung des Zweiphasendruckverlustes nicht geeignet erscheinen.



Ähnlich der Durchströmung von Wirbelschichten, bei denen ab einem gewissen Druckverlust die Partikel beginnen sich entgegen der Schwerkraft nach oben zu bewegen, ist dies auch bei der Durchströmung des Gleichstromabsorbers zu beobachten, da sich eine stabile Gasströmung erst ab ca.  $8 \text{ m}^3 / \text{h}$  einstellt. Darunter ist nur eine stark oszillierende Gasströmung beobachtbar, die große Druckschwankungen verursacht.

In Bild 45 sind der trockene und der nasse Druckverlust und die Differenz beider, als Funktion des Gasdurchsatzes dargestellt. Die Bewertung des nassen Druckverlusts ist erst mit stabilen Strömungsverhältnissen sinnvoll, so dass die Messwerte ab einem Gasdurchsatz von  $8 \text{ m}^3 / \text{h}$  dargestellt sind. Zum Vergleich ist der sich einstellende – rein hydrostatische – Druck bei vollständiger Flutung des Absorbers mit Wasser als Punkt gekennzeichnet.

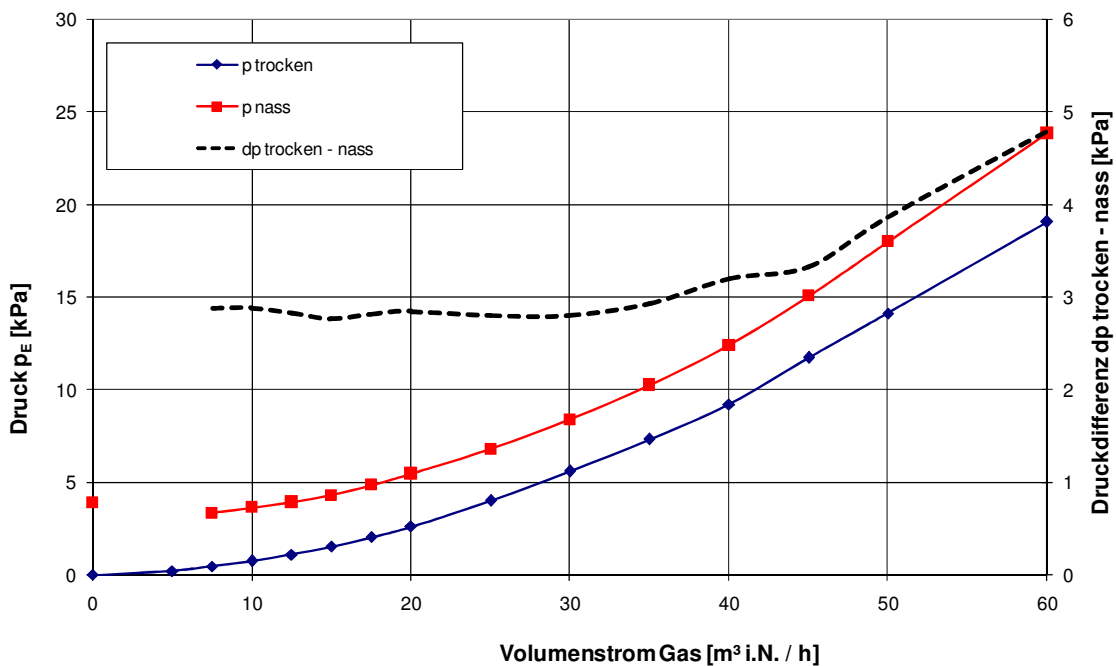


Bild 45: Vergleich des Zweiphasendruckverlustes mit dem trockenen Druckverlust  $dp$  (Luft – Wasser)

Auffallend ist die Konstanz der Differenz zwischen nassem und trockenem Druckverlust  $dp_{\text{nass-trocken}}$ , welche bis ca.  $35 \text{ m}^3 / \text{h}$  Gasdurchsatz anhält.

Der auftretende Zweiphasendruckverlust lässt sich in einen Zwischenphasenreibungsanteil, einen Beschleunigungsdruckverlust, einen „Druckverlust“ in Folge einer Höhenänderung und einen Reibungsdruckverlust infolge von Einbauten und Querschnittsveränderungen o.ä. einteilen. Betrachtet man die einzelnen Druckverlustanteile so kann festgestellt werden, dass ein Beschleunigungsdruckverlust in Folge von Phasenwandlungen wie Kondensation und Verdampfung oder infolge großer Temperaturänderungen durch Wärmezufuhr, vernachlässigt werden kann. Während er im senkrechten Rohr bei Verdampfungsprozessen

durchaus große Werte annehmen kann, ist im Gleichstromabsorber nicht damit zu rechnen, da der Massenanteil, welcher einer Phasenwandlung unterliegt, im Verhältnis zur durchgesetzten Masse gering ist.

Der Druckabfall infolge eines Höhenunterschiedes wird bei Strömungen im senkrechten Rohr durch die Gleichung 21 berechnet.

$$\Delta p_{v,geod} = \rho_{Misch} \cdot g \cdot H_{Abs} \quad (21)$$

Die dazu erforderliche Gemischdichte  $\rho_{Misch}$  berechnet sich mit dem Gasanteil  $x$  an der Gesamtmasse mittels Gleichung 22

$$\rho_{Misch} = x \cdot \rho_{Gas} + (1-x) \rho_{Fl} \quad (22)$$

Die damit berechnete Gemischdichte ist jedoch nur dann korrekt, wenn die gesamte Masse an Flüssigkeit auch mit ihrer Gewichtskraft angesetzt werden kann. Während dies im senkrechten Rohr ohne weiteres der Fall sein wird, ist dies bei Geometrien mit Einbauten nicht ohne weiteres möglich. Die im Gleichstromabsorber befindlichen Wellrohre üben eine gewisse „Stützfunktion“ durch Adhäsionskräfte auf die über ihnen gelegenen Flüssigkeitsanteile aus. Zusätzlich liegt in den Rohrzwischenräumen eine „flüssigkeitsreiche“ Zone mit vergrößerter Gemischdichte vor. Gleichfalls wäre auch ein Flüssigkeitstransport durch den wirkenden Auftrieb der Blasen zu berücksichtigen, der sich jedoch einer einfachen Abschätzung entzieht.

Geht man davon aus, dass die Gemischdichte gleichmäßig verteilt ist, d.h. die Gemischphasenzusammensetzung ist im Rohrzwischenraum ähnlich der, welche im verbleibenden Absorbervolumen vorliegt, und die Gleichungen 29 bzw. 30 damit gültig sind, ergeben sich aus dem gemessenen Flüssigkeits-Holdup und der Dichte der Lösung ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0 \dots 63 \%$ ) Gemischdichten zwischen  $\rho_{Misch} = 0,3 \dots 0,85 \text{ kg / m}^3$ . Damit ergeben sich Druckverluste durch Höhenunterschiede im Bereich zwischen  $\Delta p_{v,geod} = 1,2 \text{ kPa}$ . ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0 \%$ , Flüssigkeits-Holdup = 30 %) und 3,3 kPa ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 65 \%$ , Flüssigkeits-Holdup = 55 %). Er liegt damit in jedem Falle unter dem hydrostatischen Druck von 4 bis 6 kPa, der sich bei reiner Flüssigkeitssäule einstellt.

Vergleicht man den Einfluss der Konzentration auf den Gesamtdruckverlust nach Bild 46, kann festgestellt werden, dass der Anstieg des Druckverlustes bei einer hohen Konzentration (54%) im Vergleich zu reinem Wasser mit ca. 1 kPa eher gering ausfällt und im Bereich des Dichteinflusses liegt.

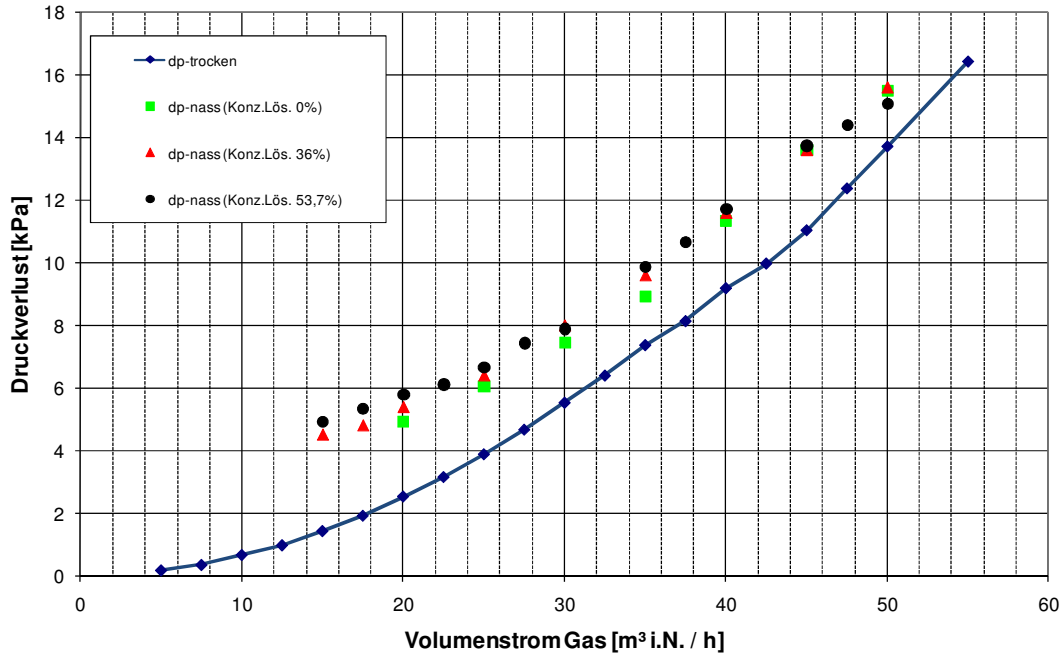


Bild 46: Einfluss der Lösungskonzentration auf den Gesamtdruckverlust und Vergleich mit dem trockenen Druckverlust

Bildet man die Differenz aus nassem und trockenem Druckverlust des gesamten Absorbers inklusive Gaszuleitung bei unterschiedlichen Eintrittsmassenströmen der Lösung ergeben sich, wie aus Bild 47 ersichtlich, Druckunterschiede zwischen 2 und 6 kPa.

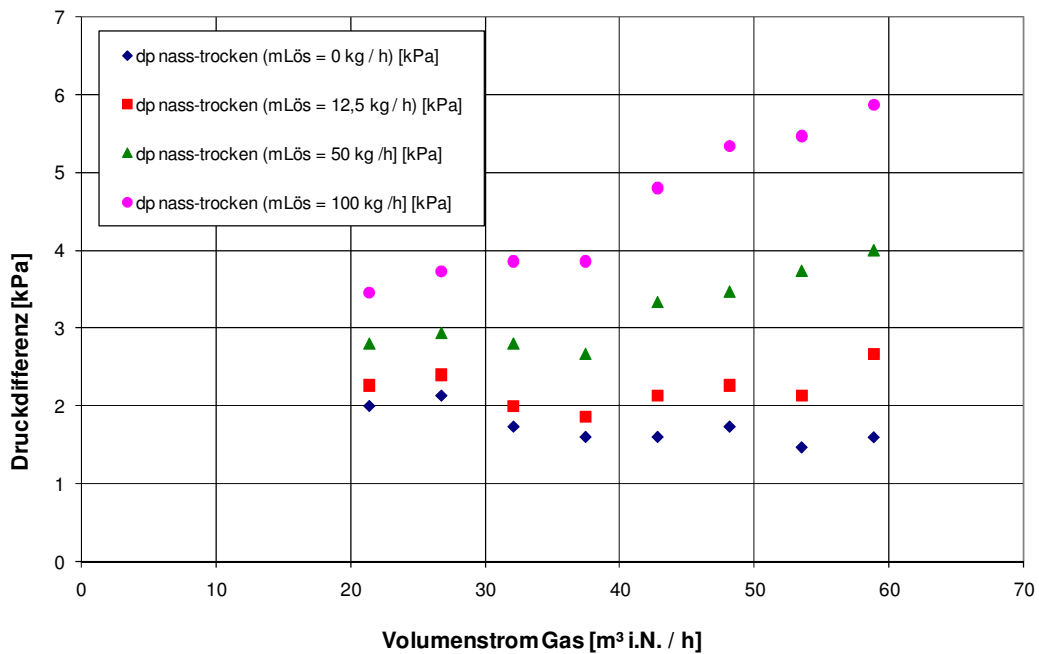


Bild 47: Differenz aus nassem und trockenem Druckverlust (Parameter Lösungsdurchsatz,  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0\%$ )

Wird keine Lösung in den Absorber gefördert, liegt in der Zuleitung (inkl. Düsen) eine reine Gasströmung vor. Ist dagegen eine Flüssigkeitszugabe vorhanden, wird die Zuleitung von einem Zweiphasengemisch durchflossen. Aus Bild 47 ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0\%$ ) ist für den Fall  $m_{L\ddot{o}s} = 0 \text{ kg / h}$  ersichtlich, dass sich der (steigende) Reibungsdruckverlust und der (fallende) Druckverlust auf Grund der geodätischen Höhendifferenz nahezu vollständig kompensieren.

Ein ähnliches Bild ergibt sich für eine Lösungskonzentration von  $\xi_{L\ddot{o}s} = 36\%$ . Auch hier bleibt die Differenz aus nassen und trockenem Druckverlust für den Fall  $m_{L\ddot{o}s} = 0 \text{ kg / h}$  nahezu konstant, d.h. auch hier kompensieren sich Reibungsdruckverlust und sinkender geodätischer Druckanteil fast vollkommen. Da jedoch der geodätische Druckanteil durch das linear abfallende Flüssigkeits-Holdup ebenfalls linear abnehmen sollte, der Reibungsanteil jedoch einem Potenzgesetz folgt, bedeutet dies, dass entweder der Flüssigkeitsanteil zwischen den Rohrwendeln bei steigendem Gasdurchsatz nicht dem gemessenen Flüssigkeits-Holdup folgend streng linear abnimmt, sondern eine zunehmende Verteilungsungleichmäßigkeit zum Tragen kommt, oder der Reibungsanteil sehr viel geringer ist als der geodätische Anteil.

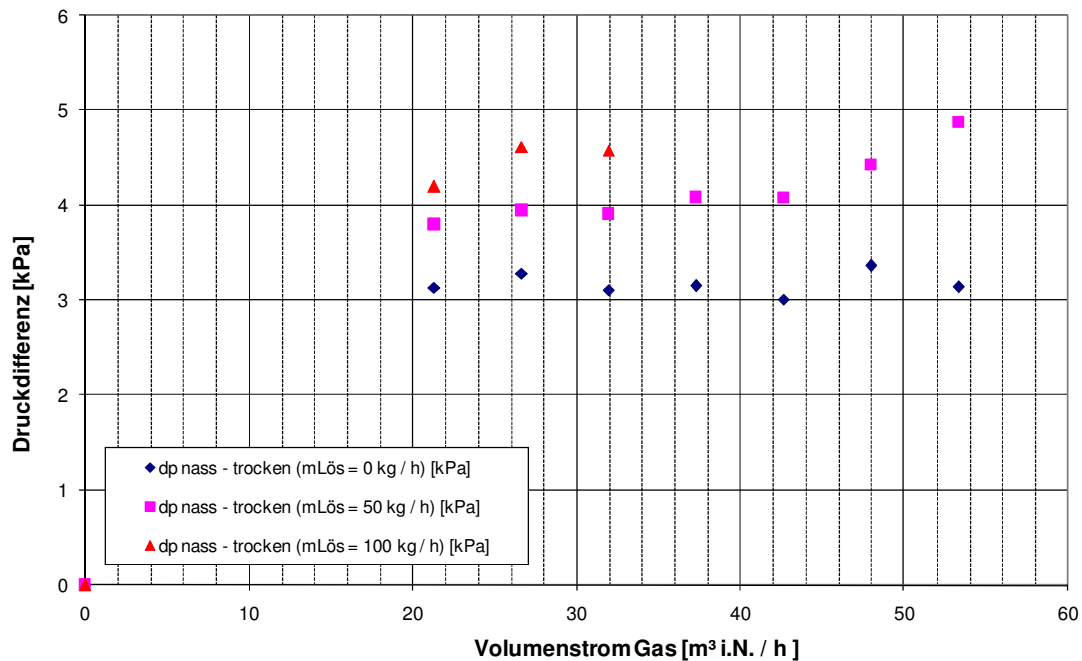


Bild 48: Differenz aus nassem und trockenem Druckverlust (Parameter Lösungsdurchsatz,  $\xi_{L\ddot{o}s} = 36\%$ )

Berechnet man beispielsweise für  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0\%$  und  $m_{L\ddot{o}s} = 0 \text{ kg / h}$  beim Gasdurchsatz von  $20 \text{ m}^3 / \text{h}$  den geodätischen Druckanteil mit einer Gemischdichte nach dem gemessenen Flüssigkeits-Holdup von  $50\%$ , so errechnet sich ein Wert von  $\Delta p_{\text{geod}} = 2 \text{ kPa}$ .

Wird der Gasdurchsatz auf  $40 \text{ m}^3 / \text{h}$  verdoppelt verringert sich das gemessene Flüssigkeits-Holdup auf ca.  $30\%$ , so dass sich die Gemischdichte nun zu  $\rho_{\text{Misch}} = 430 \text{ kg/m}^3$  ergibt. Der geodätische Druckanteil wäre demnach mit  $1,7 \text{ kPa}$  anzunehmen. Subtrahiert man für die Fälle  $m_{L\ddot{o}s} = 0 \text{ kg / h}$  und  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0\%$  bzw.  $\xi_{L\ddot{o}s} = 36\%$  von der

Differenz aus nassem und trockenem Druckverlust die jeweiligen geodätischen Anteile, so erhält man eine Aussage zum Reibungsdruckverlust.

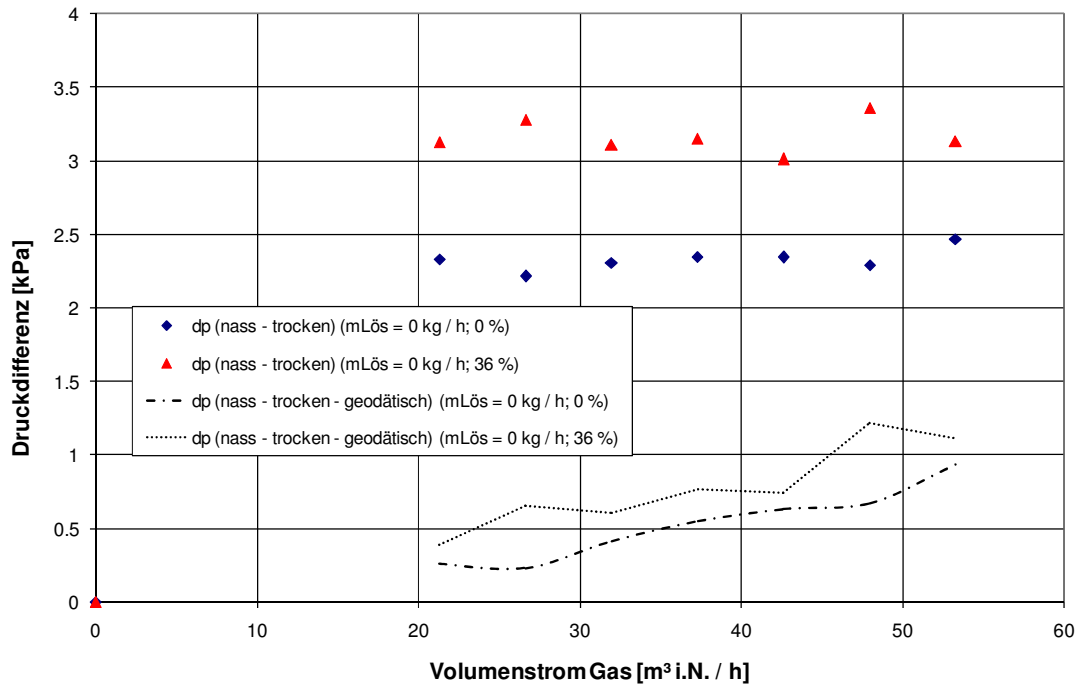


Bild 49: Differenzen des nassen und des trockenen Druckverlustes , Reibungsdruckanteil

Dieser Reibungsdruckverlust stellt die Summe aller Reibungsanteile (Wandreibung, Zwischenphasenreibung, Druckverlust durch Einbauten) dar. Aus Bild 49 ist zu entnehmen, dass der Reibungsanteil am Gesamtdruckverlust zwischen 0,25 kPa und 1,3 kPa ( $m_{L\ddot{o}s} = 0 \text{ kg / h, } V_{\text{Gas}} = 20 \dots 55 \text{ m}^3/\text{h, } \xi_{L\ddot{o}s} = 0\% \text{ und } 36\%$ ) beträgt. Der Anteil des zusätzlichen Zweiphasenreibungsdruckverlustes im Verhältnis zum Gesamtdruckverlust ist daher vergleichsweise gering. Sehr viel stärker ins Gewicht fällt der Druckverlust zur Überwindung der geodätischen Höhenunterschiede.

### 3.5. Fazit

Es konnte gezeigt werden, dass der untersuchte Wellrohrsteigfilmabsorber in einem weiten Parameterbereich seiner Funktion gerecht wurde. Spezielle Untersuchungen haben die effektive Wärmeübertragung an das Kühlwasser im Inneren des Wellrohrs untermauert und quantifiziert.

Der Kühlwasserdurchsatz beeinflusst die Effizienz des gekühlten Gleichstromabsorbers durch mehrere Effekte. Einerseits erhöhen sich durch eine Vergrößerung des Durchsatzes die Strömungsgeschwindigkeit und dadurch der innere Wärmeübergangskoeffizient. Andererseits werden weniger hohe Nutztemperaturen erreicht, je größer der Kühlwasserdurchsatz gewählt wird. Eine gleichförmige Verteilung der Temperaturdifferenzen zwischen Lösung und Kühlwasser gelingt bei bestimmten, individuellen Durchsätzen. Es ist je nach gewünschtem

Ergebnis (hohe Nutzttemperaturen – niedrigere Leistung; niedrigere Nutzttemperaturen – hohe Leistungen) ein Bereich des optimalen Kühlwasserdurchsatzes bestimmbar (vgl. Punkt 4).

Auf der Wellrohraußenseite, im Ringspalt, konnte eine stabile Zweiphasenströmung mit großen Phasengrenzfläche gas-flüssig und eine intensive Strömung am Wellrohr beobachtet werden, die Voraussetzung für einen effektiven Stoff- und Wärmeübergang sind.

Großen Einfluss übt auch die Konzentration der verwendeten Lösung aus. Hohe Konzentrationen ermöglichen einen hohen Temperaturhub und damit hohe Nutzttemperaturen, gleichzeitig verschlechtert sich jedoch der äußere Wärmeübergangskoeffizient rapide. So fällt der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  von über 2000 W / m<sup>2</sup> K im Falle der Partialkondensation auf ca. 600 W / m<sup>2</sup> K bei Verwendung einer 65 prozentigen Calciumnitratlösung. Im Allgemeinen wird man die Konzentration relativ hoch einstellen und im Vergleich zum Kühlwasserdurchsatz auch nur in engen Grenzen variieren können.

Eine Erhöhung des Gasdurchsatzes bewirkte innerhalb der gewählten Grenzen nur eine moderate Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten. Die experimentell gefundene Verbesserung bei Verdopplung des Gasdurchsatzes liegt bei ca. 1,4

Die Variation des Lösungseintrittsmassenstromes in den gewählten Grenzen hatte keinen Einfluss auf die Effizienz des Absorbers.

Wird die experimentell gefundene Beeinflussung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten durch die beiden wesentlichen Einflussgrößen Lösungskonzentration und Gasdurchsatz zu einer Gleichung für einfache Überschlagsrechnungen zusammengefasst ergibt sich:

$$\alpha_a = 1250 \cdot \text{Pr}_{\text{Lös}}^{-0,31} \cdot \left( \frac{\dot{V}_{\text{Gas}}}{\dot{V}_o} \right)^{0,45} \quad (23)$$

Dabei ist mit  $V_0 = 10 \text{ m}^3 / \text{h}$ , der benötigte Mindestvolumenstrom für eine stabile Strömung festgelegt.

## 4. Modellierung des Steigfilmabsorbers

### 4.1. Modellierung der Hydrodynamik

Für die nähere Beschreibung der Transportvorgänge im Absorber ist eine hinreichend genaue Beschreibung der Hydrodynamik notwendig. Die Strömungsverhältnisse werden für ein gegebenes Arbeitsstoffsystem durch die wirkenden Kräfte bestimmt, und sind daher hauptsächlich durch die Apparategeometrie und die Durchsätze festgelegt. Der Absorber besteht im Wesentlichen aus einem Wellrohrschlauch, der auf einen Kern gewickelt ist und nach außen durch einen Glaszylinder abgeschlossen wird. Diese Anordnung ergibt eine Abfolge von engen Spalten (mit unterschiedlichen Tiefen) und vergleichsweise großvolumigen Rohrzwischenräumen (siehe Bild 50 a). Diese relativ komplizierte Geometrie in Verbindung mit hohen Geschwindigkeiten und dem nicht zu vernachlässigenden Einfluss der Schwerkraft resultieren in einer Strömungsform, die durch einen hohen Grad an (Rück-) Vermischung gekennzeichnet ist und sich einer einfachen Berechnung entzieht. In diesen Fällen können Verweilzeituntersuchungen wertvolle Informationen zur Hydrodynamik liefern.

Für einen ersten Überblick zur vorliegenden Strömungsform haben sich Strömungsbilderkarten bewährt [65]. Taitel und Dukler geben in [69] Gleichungen zur Abschätzung der hydrodynamischen Verhältnisse in vertikalen Kanälen an. Durch Beobachtung des Absorbers im Betriebszustand, können die sich in Abhängigkeit der einzelnen Gas- und Flüssigkeitsbelastungen einstellenden Strömungsformen, als Blasenströmung (bei äußerst geringem Gasdurchsatz) Kolbenblasenströmung bis hin zur reiner Filmströmung (am engsten freien Querschnitt), charakterisiert werden.

Ist eine Strömung vorhanden, die sich durch eine starke Durchmischung auszeichnet, kann die Beschreibung der hydrodynamischen Verhältnisse vorteilhaft durch ein Zellenmodell erfolgen. Dabei werden Apparateabschnitte mit hoher Durchmischung durch ideale Rührkessel und Apparateabschnitte mit vernachlässigbarer Durchmischung durch Strömungsrohre symbolisiert. Als wesentlicher Parameter tritt die Rezirkulationsrate RZR auf, die eine auftretende Rückvermischung charakterisiert. Ziel der hydrodynamischen Modellierung ist es deshalb, nach Anpassung des Modells an vorhandene geometrische und experimentelle Größen, die Höhe der Rezirkulationsrate RZR und die auftretenden mittleren Geschwindigkeiten beider Phasen bestimmen zu können.

Da die Rohrzwischenräume durch eine intensive Quervermischung gekennzeichnet sind, wird dieser Apparateabschnitt als idealer Rührkessel (Flüssig- und Gasphase) betrachtet. Bild 50 zeigt neben einer schematischen Darstellung, eine Momentaufnahme eines Rohrzwischenraums mit einer Vielzahl von Einzelblasen unterschiedlicher Größen.

Im Gegensatz dazu wird die Strömung am engsten Querschnitt zwischen Rohr und Wand keine bzw. nur eine sehr geringe Quervermischung aufweisen, da der Queraustausch durch die Rillen des Wellrohres behindert wird. Dieser Apparateabschnitt kann deshalb vorteilhaft durch ein Strömungsrohr dargestellt werden. Lässt man eine Rückflussströmung zwischen den einzelnen Rohrzwischenräumen, respektive Rührkesseln zu, so ergibt sich eine Ersatzschaltung nach Bild 51. Anzumerken ist, dass mit dieser Ersatzschaltung keine Aussage über den Ort der Rückströmung verbunden ist. Vielmehr muss von einem, über den gesamten Umfang gemittelten, Rückstrom ausgegangen werden.

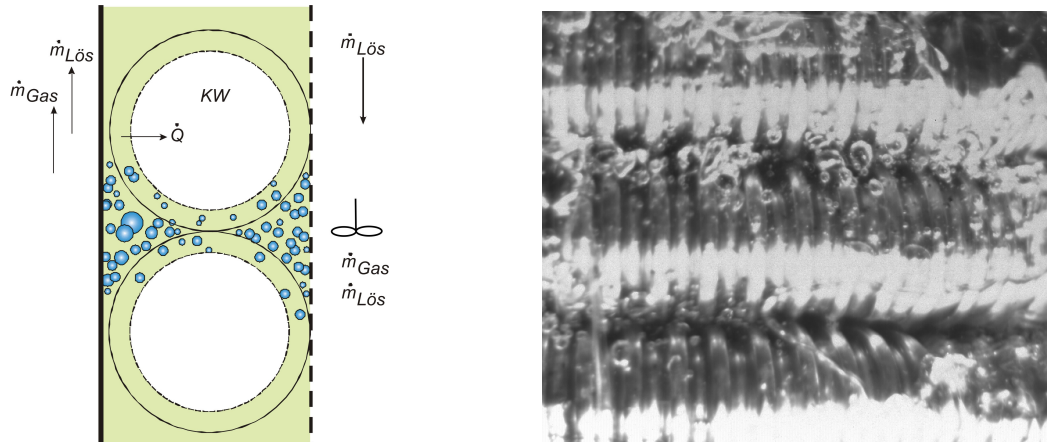


Bild 50 a): Schematische Darstellung      b) Hochgeschwindigkeitsaufnahme einer Wasser – Luft Strömung

Mit Hilfe des Zellenmodells lässt sich also der reale Apparat durch eine Ersatzschaltung idealer Apparate annähern [60]. Der Steigfilmabsorber wurde nach Bild 51 in 16 ideale Rührkessel ( $RK_1 - RK_{16}$ ) und 30 ideale Strömungsrohre ( $SR_1 - SR_{15}$  sowie  $SR_{1,RZ} - SR_{15,RZ}$ ) unterteilt.

Da sich durch die hohe Anzahl an fein verteilten Gasblasen in den idealen Rührkesseln eine sehr große Phasengrenzfläche ausbildet, wird davon ausgegangen, dass die Transportwiderstände in der Gasphase vernachlässigt werden können. Die im Rohrzwischenraum stattfindende Wärmeübertragung von der Flüssigphase an das Kühlwasser wird vernachlässigt. In den Strömungsrohren ist der relative Wandanteil im Vergleich zu den Rührkesseln viel größer, so dass die Wärmeübertragung an das Kühlwasser eine große Rolle spielt und der Wärme- und Stoffübergang zwischen den beiden Phasen vernachlässigt wird.

Durch diese Annahmen wird die Abbildung des Mischungsvorganges von Gasphase und Flüssigphase auf die Rührkessel und die Wärmeabgabe an das Kühlwasser in die Strömungsrohre bewirkt (vgl. Pkt. 4.2).

Werden für jede Rohrwendel bzw. für jeden Rohrzwischenraum die gleichen geometrischen Abmessungen vorausgesetzt, ergeben sich für die Modellierung des Verweilzeitverhaltens die folgenden charakteristischen Größen:

$V_{RK1}$	Volumen des Rührkessels Nr. 1	(Absorbereingang)
$V_{RK16}$	Volumen des Rührkessels Nr. 16	(Absorberausgang)
$V_{RK2} \dots V_{RK15}$	Volumen der Rührkessel Nr. 2 bis 15	(Rohrwendelzwischenraum)
$L_{SR}$	Länge der Strömungsrohre	
$L_{SR-RZ}$	Länge der Strömungsrohre im Rezirkulationsstrom	
$A_{SR}$	Freie Querschnittsfläche im SR (auf Flüssigphase bezogen)	
$A_{SR-RZ}$	Freie Querschnittsfläche im SR_RZ (auf Flüssigphase bezogen)	
$RZR_1 \dots RZR_{15}$	Rezirkulationsraten RZR der Flüssigkeit	



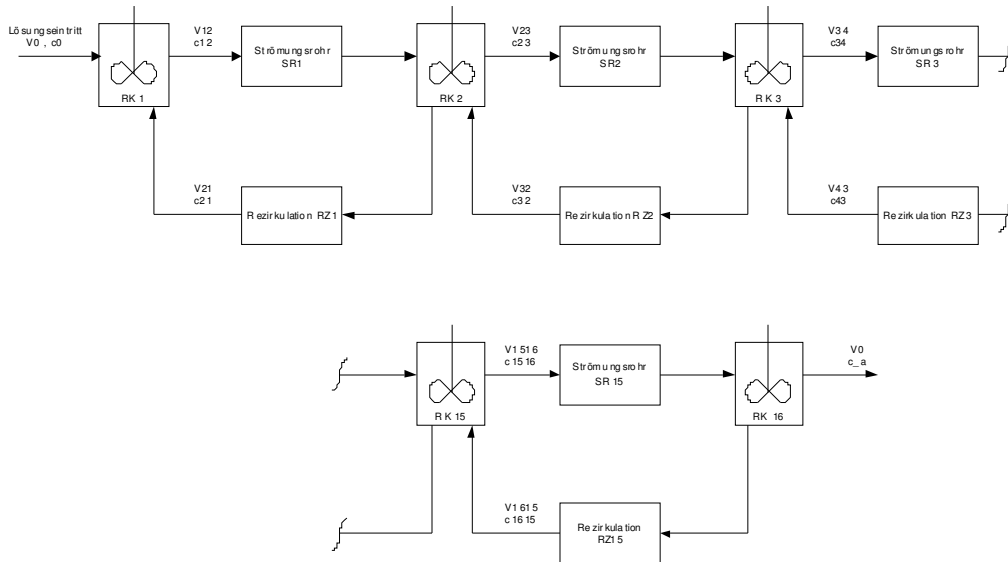


Bild 51: Ersatzschaltung Hydrodynamik des Steigfilmabsorbers

#### 4.1.1. Anpassung an die Apparategeometrie

Die idealen Rührkessel  $RK_2$  bis  $RK_{15}$  charakterisieren die Rohrzweischenräume der 15 Rohrwindungen und besitzen alle das gleiche Volumen. Diese Annahme wurde getroffen, da bei der Vermessung des realen Lückenvolumens in Abhängigkeit von der Absorberhöhe, zwischen der ersten und der letzten Rohrwendel, eine lineare Zunahme des Gesamtlückenvolumens ( $6,0 \text{ l / m}$ ) festgestellt wurde. Der erste und letzte Rührkessel weichen auf Grund des Einlasses bzw. des Auslasses der Welschlauchwendel in den Absorber ab und werden mit dem entsprechend größeren Volumenanteil berücksichtigt.

Für die Beschreibung der idealen Strömungsröhre  $SR_1$  bis  $SR_{15}$  bzw.  $SR-RZ_1$  bis  $SR-RZ_{15}$ , werden als charakteristische Größen die Querschnittsflächen und die Längen benötigt. Die Länge der Strömungsröhre wird einheitlich mit  $L_{SR} = 0,01 \text{ m}$  festgelegt. Dies entspricht ca. dem halben Wellrohrdurchmesser. Der Anteil des geometrischen Lückenvolumens des Strömungsrohrs (sowohl aufsteigend, als auch rezirkulierend) beträgt mit dieser Festlegung 21 %.

Die geometrisch zur Verfügung stehende Gesamtquerschnittsfläche der Strömungsröhre muss auf die aufsteigende und absteigende Zweiphasenströmung aufgeteilt werden. Welche Flächenanteile dabei von der aufsteigenden bzw. absteigenden Zweiphasenströmung eingenommen werden ist von den Betriebsbedingungen abhängig. Auch das sich in den aufsteigenden Strömungsröhren einstellende Flächenverhältnis von Gas- zu Flüssigkeitsströmung, ist von den Betriebsbedingungen abhängig und entzieht sich einer einfachen Berechnung. Beide Flächenverhältnisse werden durch Abgleich mit den experimentellen Daten bestimmt. Mit bekannten Querschnittsflächen können die mittleren Gas- und Flüssigkeitsgeschwindigkeiten in den Strömungsröhren bestimmt werden.

#### 4.1.2. Anpassung an die Betriebsparameter

Als wesentliche Betriebsparameter, welche die Hydrodynamik entscheidend beeinflussen, sind die Gas- und Lösungsdurchsätze und davon abhängig das Flüssigkeits – Holdup  $V_{HUP}$  und die Rezirkulationsrate RZR zu nennen. Während das Flüssigkeits – Holdup experimentell unter verschiedenen Bedingungen (Gasdurchsatz, Lösungsdurchsatz, Lösungskonzentration) bestimmt wurde (vgl. 3.4.1), ist die Rezirkulationsrate und ihre Abhängigkeit vom gewählten Gasdurchsatz ein optimierbarer Modellparameter. Ebenfalls ein Modellparameter ist die Verteilung des Flüssigkeits – Holdups auf die Rührkessel und Strömungsrohre.

Die idealen Rührkessel können bei bekanntem Gesamtflüssigkeitsvolumen durch die zu- und ablaufenden Ströme (bzw. Traceranteile bei Verweilzeituntersuchungen) charakterisiert werden:

$$\frac{dV_i}{dt} = \dot{V}_{i,ab} - \dot{V}_{i,zu} \quad (23)$$

Die Differenz zwischen geometrischem Lückenvolumen der Rührkessel und dem jeweils im Rührkessel gespeicherten Flüssigkeits – Holdup, ergibt das Gasvolumen der Rührkessel.

$$V_{RG,RK} = V_{RK,geo} - V_{HUP,RK}$$

Da der Tracer nur in der Flüssigkeit vorliegt, sich das gemessene Flüssigkeits – Holdup jedoch auf beide Ersatzapparate aufteilt, wurde eine Verhältniszahl  $x_{HUP,RK}$  eingeführt, die diese Tatsache beschreibt. Diese Verhältniszahl ist dabei als Flüssigkeitsinhalt in den Rückkesseln, bezogen auf das Gesamtflüssigkeits – Holdup definiert.

$$x_{HUP,RK} = \frac{V_{HUP,RK}}{V_{HUP,ges}} \quad (24)$$

Der Wert  $x_{HUP,SR}$

$$x_{HUP,SR} = 1 - x_{HUP,RK} = \frac{V_{HUP,ges} - V_{HUP,RK}}{V_{HUP,ges}}$$

stellt dann den verbleibenden Rest des Flüssigkeits – Holdups dar, welcher sich auf die Gesamtzahl der Strömungsrohre (aufsteigend und absteigend) verteilt.

Die idealen Strömungsrohre stellen eine gewisse „Totzeit“ dar, deren Größe durch die Geschwindigkeit der beiden Phasen bestimmt wird. Da Idealität angenommen wird, ist keine axiale Durchmischung vorhanden, d.h. der Verlauf der Tracerkonzentration am Eingang des Strömungsrohres ist nach Durchlaufen des Strömungsrohres auch am Ausgang des Strömungsrohres zu finden.

#### 4.1.3. Vergleich mit experimentellen Daten

Nach der Ersatzschaltung in Bild 51 bestimmen die Rührkessel und die Strömungsrohre als geometrische Faktoren den beobachteten Verlauf der Tracerkonzentration. Die zwischen den einzelnen Rohrwindungen umlaufenden Flüssigkeitsströme und der Flüssigphasenanteil im Absorber beeinflussen als Prozessparameter die Tracerkonzentration. Da die geometrischen Daten bekannt sind und das Flüssigkeits – Holdup gemessen wurde, können die Rezirkulationsraten durch einen Abgleich mit dem beobachteten Tracerverlauf bestimmt werden. Die in den Bilder 52 bis 54 dargestellten Verläufe der (gemessenen) Tracerkonzentration und die durch die Simulationsrechnung erhaltenen Verläufe stimmen gut überein. Es ergeben sich relativ hohe Rezirkulationsraten von RZR = 10 bis 13 im untersuchten Bereich der Gasbelastung von  $\dot{V}_{Gas} = 20 \dots 50 \text{ m}^3 / \text{h}$ . Die berechneten Rezirkulationsraten sind nur wenig von der Gasbelastung abhängig, d.h. auch bei geringem Gasdurchsatz ( $\dot{V}_{Gas} = 20 \text{ m}^3 / \text{h}$ ) sind die auftretenden Durchmischungen so groß, dass eine Rezirkulationsrate von RZR = 10 errechnet wird. Bei Verdopplung auf  $\dot{V}_{Gas} = 40 \text{ m}^3 / \text{h}$  wird eine Steigerung auf RZR = 12 berechnet.

Die Simulationsrechnung führte nur dann zu einer akzeptablen Übereinstimmung mit dem gemessenen Konzentrationsverlauf, wenn praktisch die gesamte Flüssigkeitsmenge (> 95 %) sich in den Rührkesseln (respektive in den Rohrzwischenräumen) befindet, obwohl sich der geometrisch vorhandene Raum aufteilt in 22 % für die Strömungsrohre und 78 % für die Rührkessel. Dies bedeutet also, dass sich in den Rohrzwischenräumen relativ viel Flüssigkeit und wenig Gas befinden, während es sich bei den Strömungsrohren umgekehrt verhält. Ein geringer Flüssigkeitsanteil in den Strömungsrohren ist jedoch gleichbedeutend mit hohen Flüssigkeitsgeschwindigkeiten, da ansonsten der Transport des Tracers nicht mit der beobachteten Geschwindigkeit vonstatten hätte gehen können. Geringere Geschwindigkeiten werden von der Simulation durch das Berechnen eines deutlich später auftretenden Extinktionsmaximums verdeutlicht, welches nicht mit dem Experiment übereinstimmt. Eine Übereinstimmung konnte auch nicht durch die Variation anderer freier Modellparameter erreicht werden. Wird beispielsweise die Rezirkulationsrate weiter erhöht, hat dies zwar eine Erhöhung der mittleren Flüssigkeitsgeschwindigkeit zur Folge, mit dem Ergebnis, dass sich das berechnete Extinktionsmaximum zeitlich nach vorn verlagern lässt, allerdings wird dadurch auch ein verändertes Abklingverhalten des Extinktionsverlaufs verursacht, welches sich mit dem Experiment nicht in Übereinstimmung bringen lässt. In den Strömungsrohren müssen sich somit - wie erforderlich - sowohl die Gasphase (auf Grund der geringen Dichte) als auch die Flüssigphase mit hoher Geschwindigkeit bewegen.

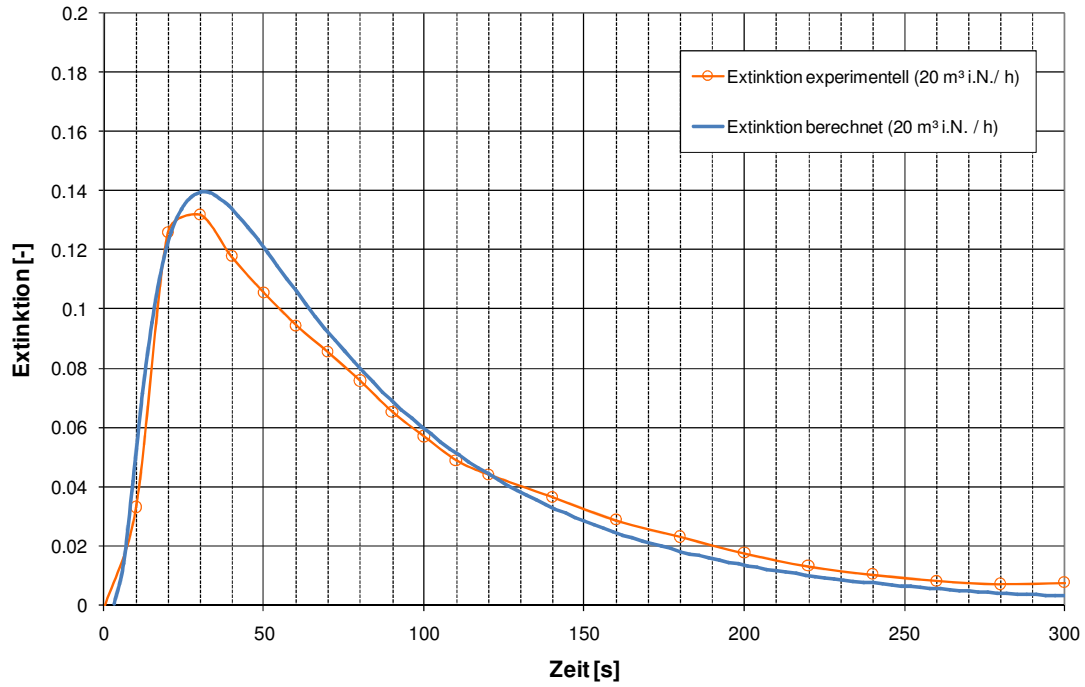


Bild 52: Simulationsrechnung zur Verweilzeit bei  $\dot{V}_{Gas} = 20 \text{ m}^3 / \text{h}$

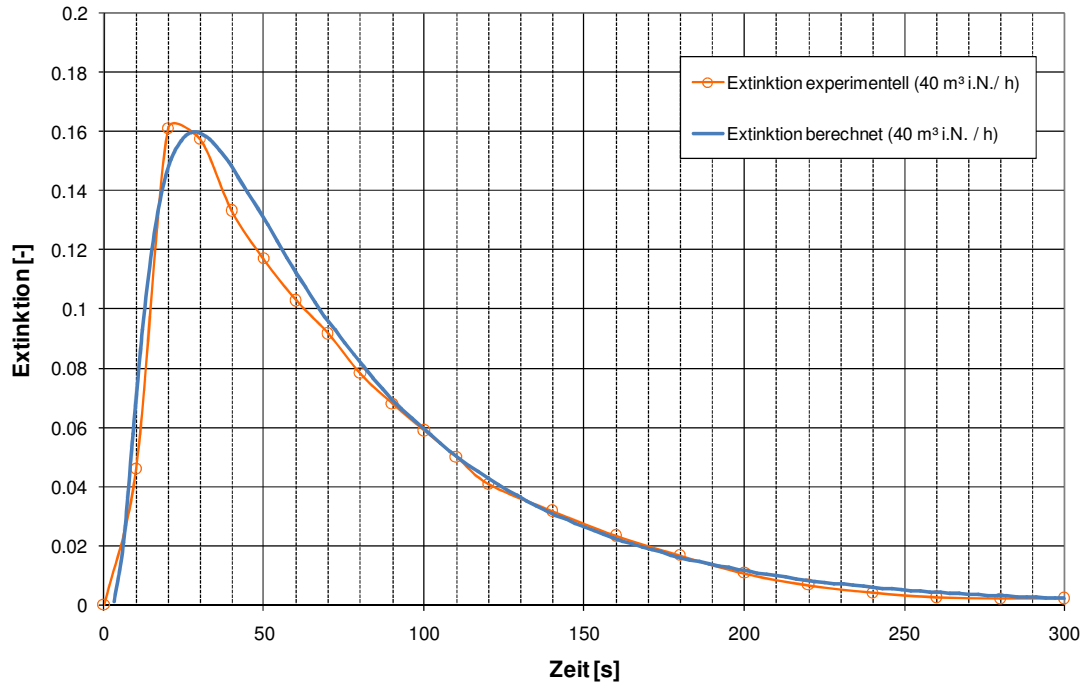


Bild 53: Simulationsrechnung zur Verweilzeit bei  $\dot{V}_{Gas} = 40 \text{ m}^3 / \text{h}$

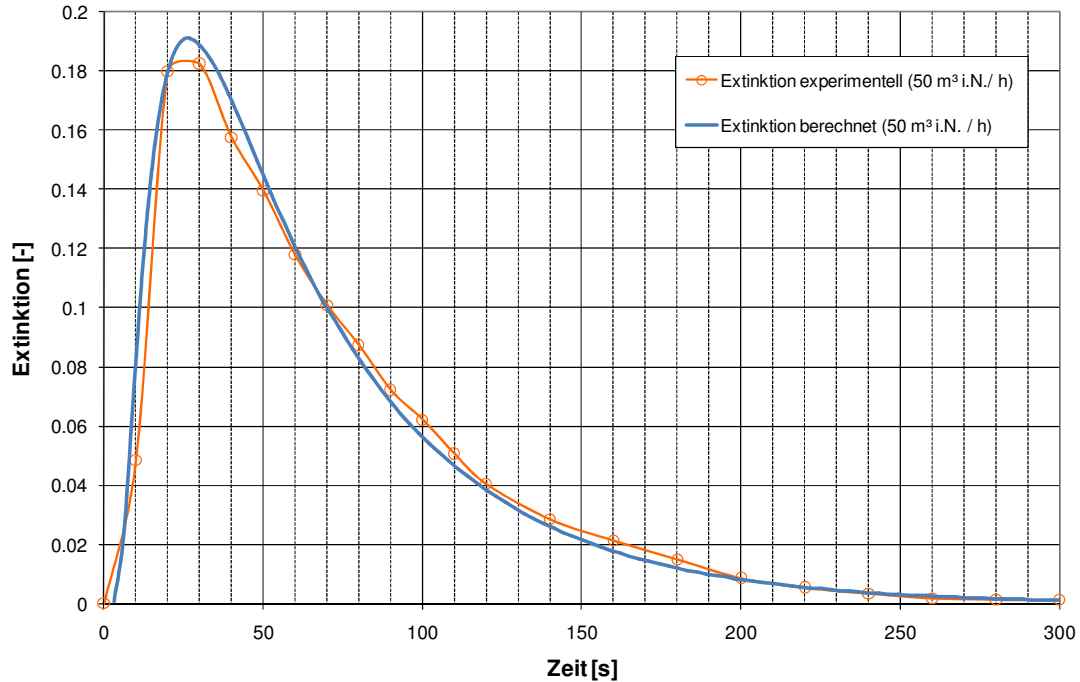


Bild 54: Simulationsrechnung zur Verweilzeit bei  $\dot{V}_{Gas} = 50 \text{ m}^3/\text{h}$

#### Fazit

Die berechneten (resultierenden) Geschwindigkeiten der Flüssigphase im Strömungsrohr betragen – je nach Eingangsparametern – ca. 0 – 15 m / s, wobei die Abhängigkeit vom Gasdurchsatz sehr viel geringer als erwartet ist. Beispielsweise steigt die berechnete Rezirkulationsrate von Bild 52 bis 54 nur moderat an – ein Verhalten, welches sich durch Vergleichen der *maximalen* Extinktionen abschätzen lässt. Diese erhöhen sich nur leicht von  $E_{20 \text{ m}^3/\text{h}} = 0,14$  über  $E_{40 \text{ m}^3/\text{h}} = 0,16$  auf  $E_{50 \text{ m}^3/\text{h}} = 0,19$ . Da die 3 Maxima alle im Zeitintervall zwischen  $t = 20 \dots 30 \text{ s}$  auftreten, kann gefolgert werden, dass sich die Rezirkulationsraten und damit näherungsweise auch die Strömungsgeschwindigkeiten der Flüssigphase in einem ähnlichen Verhältnis zueinander stehen wie die Extinktionen. Dies bedeutet, dass selbst starke Steigerungen des Gasdurchsatzes nur eine moderate Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigphase in den Strömungsrohren zur Folge hat. Die Strömungsgeschwindigkeit ist die, für den Stoff- und Wärmeübergang, maßgebliche Einflussgröße und damit für die Investitionskosten des Absorbers entscheidend. Da jedoch selbst ein geringer Gasdurchsatz schon eine hohe Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigphase in den Strömungsrohren verursacht, kann der Gasdurchsatz (bzw. die Gasgeschwindigkeit) aus dem noch in Kauf genommenen Druckverlust abgeleitet werden.

Gestützt werden diese Schlussfolgerungen aus dem Simulationsergebnis durch die beobachtete geringe Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten vom Gasdurchsatz (vgl. Bild 39).

Der verbleibende Hauptwiderstand der Wärmeübertragung liegt demnach auf der Seite der Flüssigphase.

#### 4.1.4. Druckverlust

Der Druckverlustanteil, der durch Reibung verursacht wird kann in einen Zwischenphasenreibungsanteil und in einen Anteil, welcher durch Einbauten und Querschnittsänderungen verursacht wird, eingeteilt werden. Zur Abschätzung des Zwischenphasenreibungsanteils wurde eine Vielzahl von empirischen Gleichungen aufgestellt, die auf dem Grundgedanken des Zweiphasenmultiplikators ausgehen. Dabei wird die Erhöhung des Reibungsdruckverlustes in der Zweiphasenströmung durch die Multiplikation des Einphasendruckverlustes mit einem – von den Strömungsbedingungen, Massenverhältnissen und Stoffwerten beider Phasen – abhängigen Multiplikator beschrieben [65 ,66]. Dieser Multiplikator ist immer größer als 1, so dass der Zweiphasenreibungsdruckverlust immer größer ist, als der Einphasenreibungsdruckverlust. Nach *Baehr / Stephan* [59] tritt ein Maximum des Reibungsdruckverlustes bei Strömungsdampfgehalten zwischen  $0,7 < \dot{x} < 0,9$  auf.

Das älteste Modell geht auf *Lockart und Martinelli* [67] zurück und wurde für Strömungen im waagerechten Rohr entwickelt. Eine Übertragung auf die Strömung im senkrechten Rohr ist möglich. Ein Modell von *Theissing* [70] ist nicht nur für die Strömung in Rohren, sondern auch für Strömungsvorgänge in anderen Bauteilen geeignet.

Die mit diesen einfachen Modellen berechneten Reibungsdruckverluste, weichen oft stark von den experimentell ermittelten Werten ab. Im folgenden Bild 55 sind für die Zweiphasenströmung Gas – Wasser im

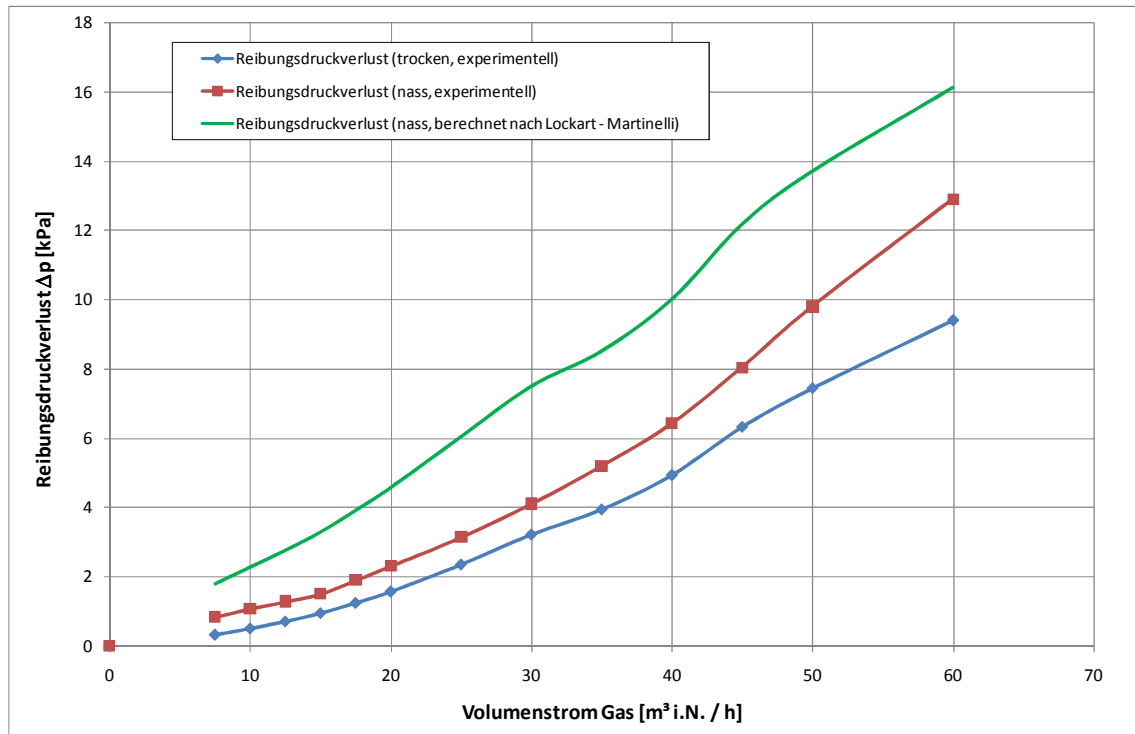


Bild 55: Reibungsdruckverlust berechnet nach [67] und Vergleich mit experimentellen Daten

Steigfilmabsorber die mit dem Modell nach *Lockart – Martinelli* und die experimentellen Reibungsdruckverluste verglichen worden. Der zugeführte Massenstrom an Wasser betrug 50 kg / h. Damit errechnen sich für den Fall einer turbulenten Gas- und einer turbulenten Flüssigkeitsströmung Zweiphasenmultiplikatoren  $\Phi_H^G$  von 1,7 bis 7. Diese führen im Vergleich zu den gemessenen Werten auf Reibungsdruckverluste, welche deutlich zu hoch sind. Beispielsweise ergibt sich für  $\dot{V}_{Gas} = 60 \text{ m}^3/\text{h}$  ein um 25 % und für  $\dot{V}_{Gas} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  ein um 80 % erhöhter Wert für den Reibungsdruckverlust. Andererseits sind auf Grund der Abweichungen der Verhältnisse beim Steigfilmabsorber von den ursprünglichen Modellvorstellungen größere Abweichungen zu erwarten gewesen.

Führt man nach dem Konzept des Zweiphasenmultiplikators die Rückrechnung durch, d.h. wird der nasse durch den trockenen Reibungsdruckverlust (beide experimentell gewonnen) dividiert, ergibt sich ein „experimenteller“ Multiplikator. Dieser ist im Bild 56 neben dem trockenen und nassen Reibungsdruckverlust auf der rechten Ordinate dargestellt.

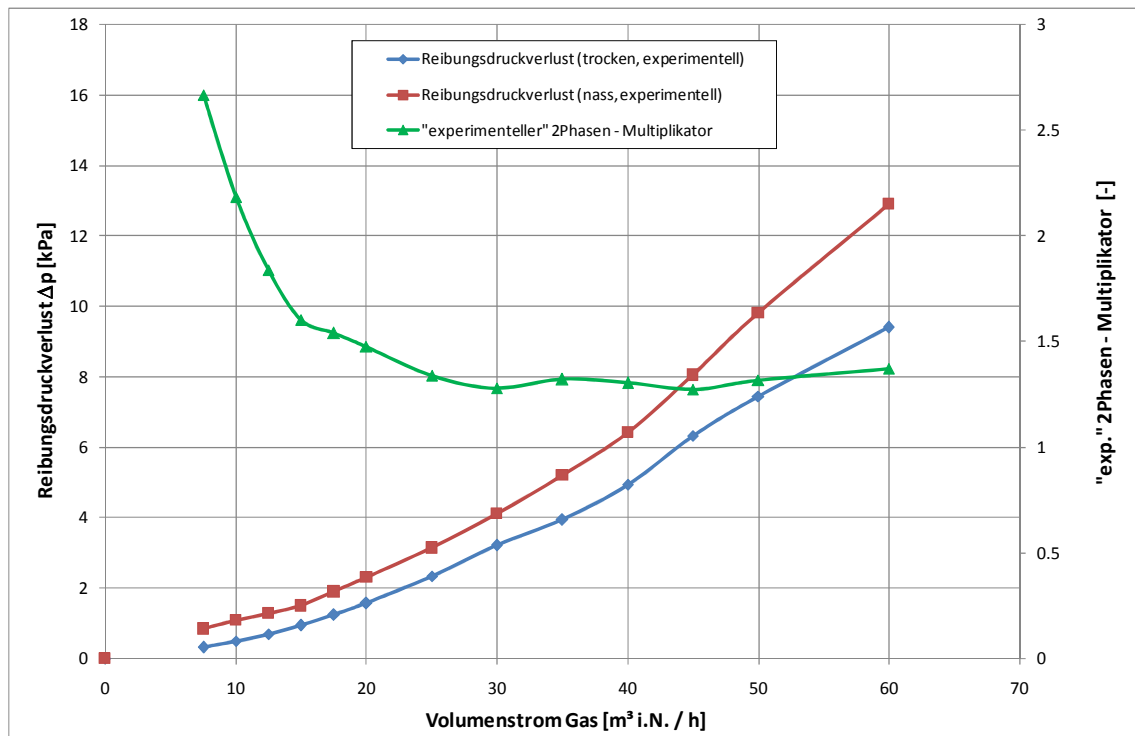


Bild 56: Multiplikator berechnet aus nassem und trockenem Reibungsdruckverlust

Dabei fällt besonders der nahezu konstante Verlauf ab einem Gasdurchsatz von ca. 25 m³ / h auf. Da jedoch ein steigender Gasdurchsatz bei konstantem Flüssigkeitsdurchsatz nach *Lockart – Martinelli* einen steigenden (bzw. fallenden) Multiplikator erfordert, widerspricht ein konstanter Wert dem Modell. Darüber hinaus sind die in Bild 56 dargestellten Multiplikatorwerte immer niedriger, als die nach dem *Lockart – Martinelli* – Modell berechneten Werte. Es muss daher festgestellt werden, dass dieses Modell für die Vorausberechnung des Reibungsdruckverlustes des Steigfilmabsorbers nicht geeignet ist.

## 4.2. Modellierung des Stoff- und Wärmeübergangs im Steigfilmabsorber

Ziel der Stoff- und Wärmeübergangsmodellierung ist die sichere Vorhersage der Auswirkungen auf die auftretenden Wärmeströme, bei einer Veränderung der entsprechenden Eingangsgrößen. Erste Grundlage für die Simulation ist die Berechnung und experimentelle Überprüfung von Temperaturprofilen u. ä. Durch Abgleich der berechneten und gemessenen Größen ist eine Bestimmung der unbekannt Transportkoeffizienten möglich. Der Steigfilmabsorber ist – ähnlich den Wirbelschichtwärmeübertrager oder der Wärmeübertragung in der zirkulierenden Wirbelschicht – durch eine gewissen Rückvermischungsgrad gekennzeichnet [30]. Diese Rückvermischung ist mit einer Verringerung der zur Verfügung stehenden Triebkräfte verbunden und deshalb normalerweise unerwünscht.

Ist es gewünscht einen gegebenen Wärmeübertrager nachzurechnen, kann bei Vorliegen zweier Flüssigkeitsströme, dieser in einzelne Abschnitte aufgeteilt werden und auf die charakteristischen Übertragungsfunktionen zurückgegriffen werden [22, 80]. Hierzu sind neben der Geometrie, dem k-Wert im betreffenden Teilabschnitt und den Wärmekapazitätsströmen noch 2 Temperaturen notwendig, um die 2 unbekannt Temperaturen aus der Energiebilanz und der Wärmeübertragungsgleichung bestimmen zu können. Durch schrittweise Berechnung aller Teilabschnitte kann der Wärmeübertrager vollständig charakterisiert werden.

Liegt – wie im Falle der nicht adiabaten Absorption – ein weiterer (latent)wärmeabgebender Strom vor, ist der Wärmekapazitätsstrom der Lösung über den stark temperaturabhängigen Dampfdruck und die zusätzlich auftretenden k-Werte (Stoff- und Wärme) an der Phasengrenze Gas – Lösung, abhängig. Daher müssen für die Berechnung eines gekühlten Absorbers auch die Größe der Phasengrenzfläche Gas – Lösung und die dortigen Stoff- und Wärmekoeffizienten bekannt sein.

Die messtechnische Erfassung des Zustandes an der Phasengrenze Gas – Flüssigkeit ist äußerst schwierig. Ebenso ist die Bestimmung der Größe der Phasengrenzfläche kompliziert und aufwendig. Wesentlich einfachere Zusammenhänge ergeben sich, wenn man eine sehr große Phasengrenzfläche unterstellt. Transportwiderstände in der Gasphase können dadurch vernachlässigt werden. Die Temperatur der Flüssigkeit bestimmt dann durch den Dampfdruck die Feuchte im Gaskern. Gleichzeitig tritt nur noch eine gemeinsame Temperatur für Gaskern und Lösungskern auf. Auf Grund der intensiven Durchmischung von Gas und Flüssigkeit und dem damit verbundenen Auftreten einer Vielzahl von Blasen (vgl. Bild 50 b) scheint diese Annahme für den Steigfilmabsorber berechtigt zu sein.

Im Vergleich zu einem normalen Flüssig – Flüssig Wärmeübertrager ist der vorliegende Steigfilmabsorber also durch einen „scheinbaren“, sehr stark temperaturabhängigen, Wärmekapazitätsstrom der Lösung charakterisiert. Dieser „scheinbare“ Wärmekapazitätsstrom der Lösung ist durch die zusätzliche Auskühlung und Entfeuchtung des Gases bedingt und kann bei zwei gegebenen Temperaturen durch die zusätzlich auftretenden Wärmeströme (sensibel und latent) des feuchten Gases berechnet werden.

Da die Annahmen:

$$t_{L\ddot{o}s,Kern} = t_{G\ddot{a}s,Kern}$$



und

$$p_{i,H_2O,Gas} = p_{S,Lös}(t_{Lös}, \xi_{Lös})$$

getroffen wurden, ergibt sich die aus dem Gas auskondensierte Feuchte zu:

$$\Delta p_{i,H_2O} = p_{S,Lös}(t_{Lös,A}, \xi_{Lös,A}) - p_{S,Lös}(t_{Lös,E}, \xi_{Lös,E})$$

Der Sättigungsdruck des Wassers über der Lösung, berechnet sich dabei für die Eingangsvariablen Temperatur und Salzkonzentration, nach Anhang 8.1. Mit der Berechnungsvorschrift für feuchte Luft, kann die neue Wasserdampfbeladung des (trockenen) Gases ermittelt werden.

$$X_{S,H_2O} = \frac{0,622 \cdot p_{S,Lös}(t_{Lös}, \xi_{Lös})}{p_{ges} - p_{S,Lös}(t_{Lös}, \xi_{Lös})}$$

Es gilt also:

$$\Delta X_{S,H_2O} = \frac{0,622 \cdot p_{S,Lös}(t_{Lös,E}, \xi_{Lös,E})}{p_{ges} - p_{S,Lös}(t_{Lös,E}, \xi_{Lös,E})} - \frac{0,622 \cdot p_{S,Lös}(t_{Lös,A}, \xi_{Lös,A})}{p_{ges} - p_{S,Lös}(t_{Lös,A}, \xi_{Lös,A})}$$

Da zwischen Gas und Lösung keine Temperaturunterschiede angenommen werden, ergibt sich mit den bekannten  $c_p$  – Werten für trockene Luft und Wasserdampf der Anteil der übertragenen fühlbaren Wärme des Gases zu:

$$\Delta \dot{H}_{GAS, sen} = \dot{m}_{tr.L.} \cdot c_{p,GAS} \cdot (t_{GAS,E} - t_{GAS,A}) + \dot{m}_{tr.L.} \cdot x_s \cdot c_{p,H_2O^v} \cdot (t_{GAS,E} - t_{GAS,A})$$

Die durch die Lösungsabkühlung von  $t_E$  auf  $t_A$  freiwerdende Wärme berechnet sich zu:

$$\Delta \dot{H}_{Lös} = \dot{m}_{Lös} \cdot c_{p,Lös} \cdot (t_{Lös,E} - t_{Lös,A})$$

Die Gesamtenthalpieänderung berechnet sich demnach zu:

$$\Delta \dot{H} = \Delta \dot{H}_{GAS, sen} + \Delta \dot{H}_{Lös, sen} + \Delta \dot{H}_{GAS, latent}$$

und der „scheinbare“ Wärmekapazitätsstrom wird zu:

$$\dot{W}_S = \frac{\Delta \dot{H}}{\Delta T}$$

Damit ist der „scheinbare“ Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W}_S$  eines Gemisches aus feuchter Luft und einer Salzlösung, eine Funktion der Temperatur, der Salzkonzentration und den Massenströmen des Gases und der Lösung.

Wird bei der Berechnung die Temperaturdifferenz  $t_E - t_A$  nicht zu groß gewählt, kann der Diskretisierungsfehler vernachlässigt werden. Im nachfolgenden Bild sind berechnete Wärmekapazitätsmassenströme mit den typischen Lösungsmassenströmen 50, 100 und 200 kg/h ( $\xi_{L\ddot{o}s} = 0$ ) bei einem Gasmassenstrom von 50 kg / h in Abhängigkeit der Temperatur dargestellt. Zum Vergleich ist der Wärmekapazitätsstrom einer reinen Flüssigkeitsströmung ( $m_{L\ddot{o}s} = 50$  kg,  $\xi_{L\ddot{o}s} = 0,5$ ) ebenfalls angegeben.

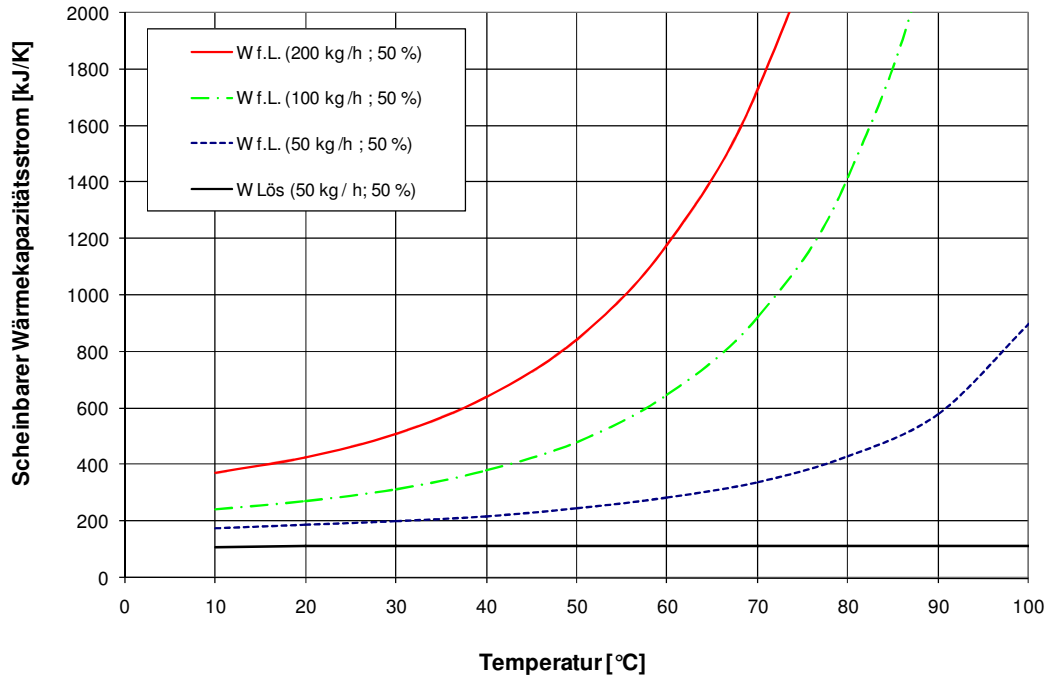


Bild 57: Scheinbarer Wärmekapazitätsstrom bei der Partialkondensation feuchter Luft

Besonders bei höheren Temperaturen und bei höheren Gasmassenströmen weicht der „scheinbare“ Wärmekapazitätsstrom des Gas-Lösungsgemisches deutlich von dem der reinen Flüssigkeit ab. Durch die Verwendung des scheinbaren Wärmekapazitätsstroms ist eine gute Vergleichsmöglichkeit der experimentellen Daten mit den Übertragungsfunktionen gegeben.

#### 4.2.1. Anpassung des Modells an die Apparategeometrie

Dem Modell zum Wärmeübergang liegen die entsprechenden idealen Apparate und Annahmen des Modells zur Charakterisierung des Verweilzeitspektrums (Bild 51) zu Grunde. D.h. nur die Strömungsrohre dienen der Wärmeübertragung von der Lösung an das Kühlwasser, während in den idealen Rührkesseln (Rohrzwickeln) der eigentliche Partialkondensations- bzw. Absorptionsprozess stattfindet.

#### 4.2.2. Modell mit Rückvermischung

Bild 58 zeigt das Ersatzschaltbild zum Wärmeübergang. In Erweiterung des Modells der Verweilzeitbestimmung wurden hier in die Strömungsrohre (sowohl „aufsteigend“ als auch „absteigend“) die Wärmeübertragungsflächen integriert.

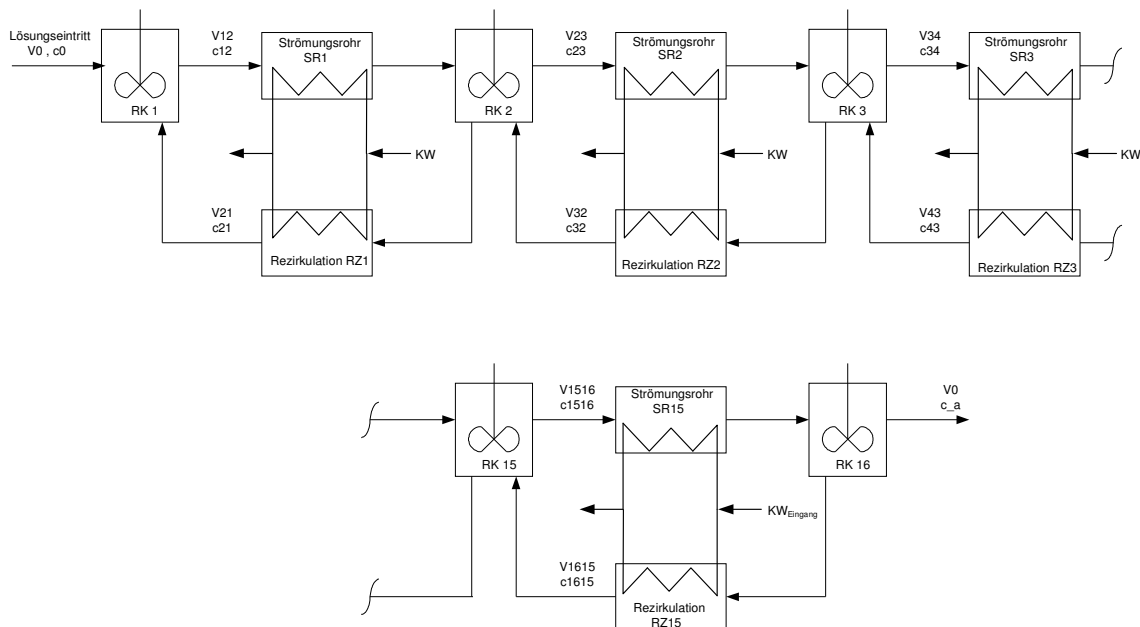


Bild 58: Ersatzschaltung Wärmeübergang des gekühlten Steigfilmabsorbers

Nach Bild 58 sind die Austrittstemperaturen der Strömungsrohre zugleich die Eintrittstemperaturen der idealen Rührkessel und die Austrittstemperaturen der idealen Rührkessel entsprechen den Eintrittstemperaturen der Strömungsrohre. Dadurch ergeben sich für die 15 Rohrwindungen (jeweils ein Rührkessel und zwei Strömungsrohre) insgesamt 60 unbekannte Lösungstemperaturen. Ebenfalls unbekannt sind die 15 Kühlwassertemperaturen im Apparat. Zuzüglich der Lösungsaustrittstemperatur am Absorberausgang (Ausgang

RK16) ergeben sich für die Partialkondensation 76 zu berechnende Unbekannte, welche die entsprechende Anzahl an Bestimmungsgleichungen erfordern. Im Falle der Absorption erhöht sich die Zahl der Unbekannten um 16 Lösungskonzentrationen.

Neben den bekannten Eingangsgrößen (Gas-, Lösungs-, Kühlwassermassenstrom, Gas-, Lösungseintrittstemperatur, Kühlwassereintrittstemperatur, Lösungseintrittskonzentration) handelt es sich bei den in den Strömungsröhren auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten und den Rezirkulationsraten RZR 1 bis RZR 15 zwischen den einzelnen Rührkesseln (bzw. Röhren) ebenfalls um Unbekannte, (bzw. als unbekannt angenommen), deren Größe und Einflussnahme auf die Temperaturprofile, Wärmeströme usw. durch das Modell bestimmt werden soll. Die aus den Verweilzeitanalysen ermittelten Rezirkulationsraten dienen als Berechnungsgrundlage für das Wärmeübertragungsmodell, d.h. eine nennenswerte Beeinflussung der Strömungsverhältnisse durch die Absorption an sich wird nicht angenommen.

Da erwartet wird, dass sich die Rückvermischung der Lösung negativ auf den Triebkraftverlauf auswirkt, wurde auf den Einfluss der Rezirkulationsrate besonderer Wert gelegt. Von Interesse sind dabei die beiden denkbaren Grenzfälle  $RZR = 0$ , bzw.  $RZR = \infty$ , d.h. welche Veränderungen in den Temperaturprofilen würde eintreten, wenn die Rezirkulationsraten verringert bzw. vergrößert werden.

### 4.3. Vergleich mit experimentellen Daten

Der Vergleich der experimentelle Daten und der Berechnungsergebnisse der Simulation soll an den folgenden Beispielen (Versuch Nr. 7 und 13) näher erörtert werden.

Im Bild 59 sind der gemessene und der mit Hilfe des Wärmeübergangsmodells berechnete Temperaturverlauf des Versuchs Nr. 7 dargestellt.

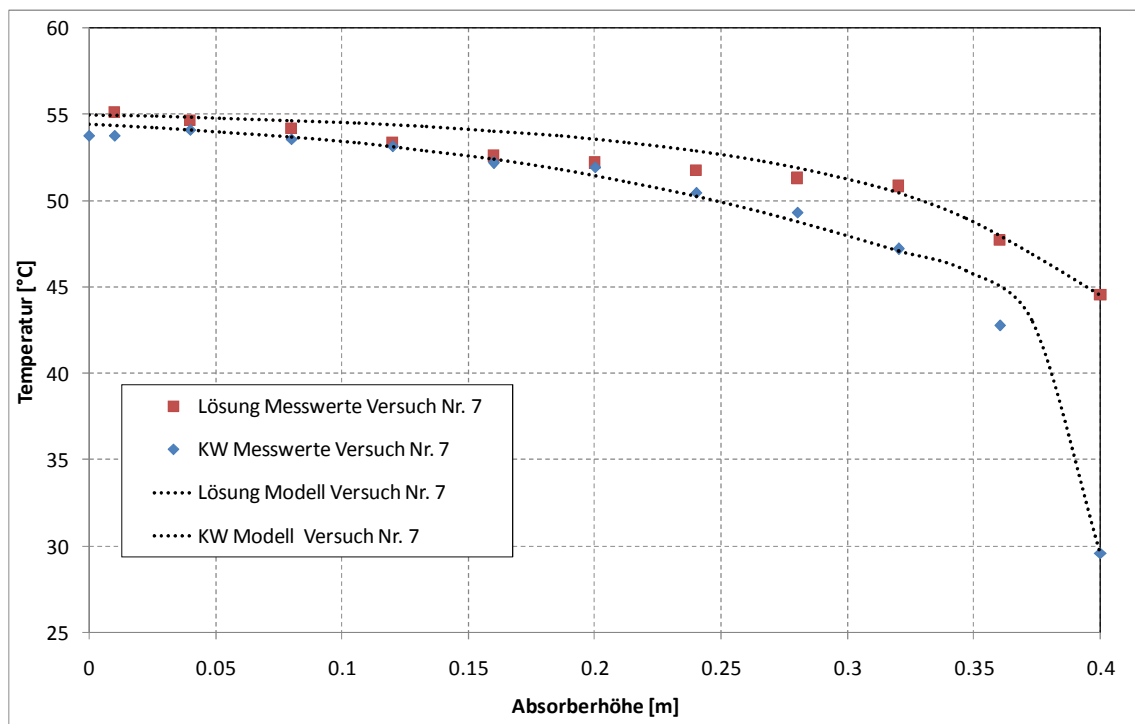


Bild 59: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturverläufe für Kühlwasser und Lösung (V-Nr. 7)

Der Versuch Nr. 7 ist mit  $m_{\text{KW}} = 45 \text{ kg / h}$  durch einen besonders niedrigen Kühlwassermassenstrom gekennzeichnet. Dieser verursacht einen stark gekrümmten Verlauf der Kühlwassertemperatur, welcher durch das Modell gut beschrieben wird.

Die wesentlichen Parameter des Versuchs Nr. 7 sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Taupunkt Gas am Eingang	38,9	°C
Lösungskonzentration Eingang	53,3	%
Lösungstemperatur nach MP	55,1	°C
Lösungstemperatur am Ausgang	44,5	°C
Kühlwassertemperatur Eingang	29,6	°C
Kühlwassertemperatur Ausgang	54,0	°C
Kühlwassermassenstrom	45	kg / h

Tab.3: Messdaten Versuchspunkt Nr. 7

Die Modellierungsergebnisse wurden mit folgenden Anpassungsparametern erzielt:

- RZR = 12 (aus Verweilzeitsimulation übernommen)
- Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a = 1000 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  (im Vergleich zum experimentellen Wert von  $\alpha_a = 1052 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  etwas abgerundet)
- Länge des Strömungsrohrs  $L = 0,01 \text{ m}$  (aus Verweilzeitsimulation übernommen)
- Flüssigkeitsvolumenanteil im Rückkessel (Rohrzwickel) = 97 % (aus Verweilzeitsimulation übernommen)

Die Kühlwassereintrittstemperatur liegt mit  $\text{TKWE} = 29,6 \text{ °C}$  relativ niedrig. Da die erzielte Kühlwassererwärmung den angenommenen Nutzen widerspiegelt und die Abkühlung des Gasstroms nur bis auf die Temperatur der Lösung erfolgen kann, ist der Versuch Nr. 7 wie unter Punkt 1.1.2 angedeutet, energetisch ungünstig. Stellt man sich die Kühlwassereintrittstemperatur beispielsweise als Rücklauf­temperatur einer Heizungsanlage vor, könnte mit konventioneller Brennwerttechnik die Partial­kondensation der Rauchgasfeuchte bis zum Taupunkt von  $\text{TKWE} = 29,6 \text{ °C}$  durchgeführt werden ( $\Delta T_{\text{WÜ}} = 0$ ).

Vergleicht man nun die mit konventioneller Brennwerttechnik im besten Falle gewinnbare Energie mit derjenigen des Versuchspunktes Nr. 7, so stellt sich heraus, dass letztere nur ca. 53 % beträgt (das Nut­temperaturniveau ist aber entsprechend höher). Würde es gelingen, die Lösungsaus­trittstemperatur – und dadurch auch die Austrittstemperatur des Gases – auf das minimal mögliche Temperaturniveau des Kühlwassers ab­zusenken, würden ca. 60 % mehr Energie bei entsprechend höherer Temperatur frei. Die Austrittstemperatur der Lösung spielt daher für die energetische Effizienz eine ganz entscheidende Rolle.

Andererseits wird durch den Versuch Nr. 7 auch die fast vollständige Angleichung der Kühlwasseraus­trittstemperatur an die Lösungseintrittstemperatur nachgewiesen. Durch Variation der Zirkulationsraten und der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  ist die Veränderung der Lösungsaus­trittstemperatur berechnet worden.

Die sich ergebenden Temperaturprofile der Lösung, für einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  bei variiertem Rezirkulationsrate RZR, sind im nachfolgenden Bild 60 dargestellt. Erwartungsgemäß ergeben sich für sehr hohe Rezirkulationsraten nahezu ideal durchmischte Verhältnisse, d.h. ein konstanter Temperaturverlauf wird beobachtet.

Wird die Rezirkulationsrate gesenkt ergibt sich die erwünschte Absenkung der Lösungstemperatur am Ausgang des Absorbers. Allerdings ist auch bei praktisch nicht mehr vorhandener Rezirkulation (RZR = 0,01) die sich ergebende Temperatur deutlich höher als die Eintrittstemperatur des Kühlwassers.

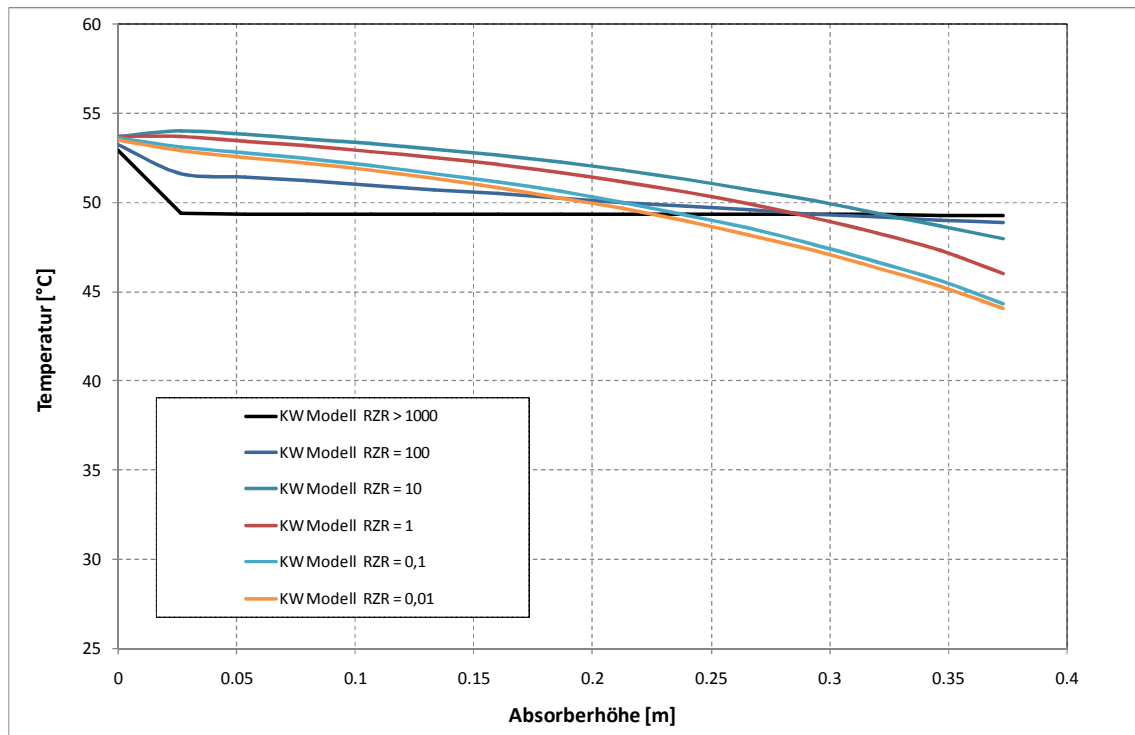


Bild 60: Simulierte Temperaturprofile der Lösung in Abhängigkeit der Rezirkulationsrate RZR

Verdeutlicht wird dieses Verhalten durch das nachfolgende Diagramm, in dem die Austrittstemperatur der Lösung über der Rezirkulationsrate aufgetragen ist.

Die angenommene Konstanz des Wärmeübergangskoeffizienten wird unter realen Bedingungen nicht zutreffend sein, d.h. Bild 61 verdeutlicht den „Verlust“ an Temperatur durch Verminderung der zur Verfügung stehenden Triebkräfte. Zwischen unvermishtem und ideal vermischtem Strömungsregime einher geht nach Bild 61 eine Temperaturspanne von 44 °C bis 49 °C.

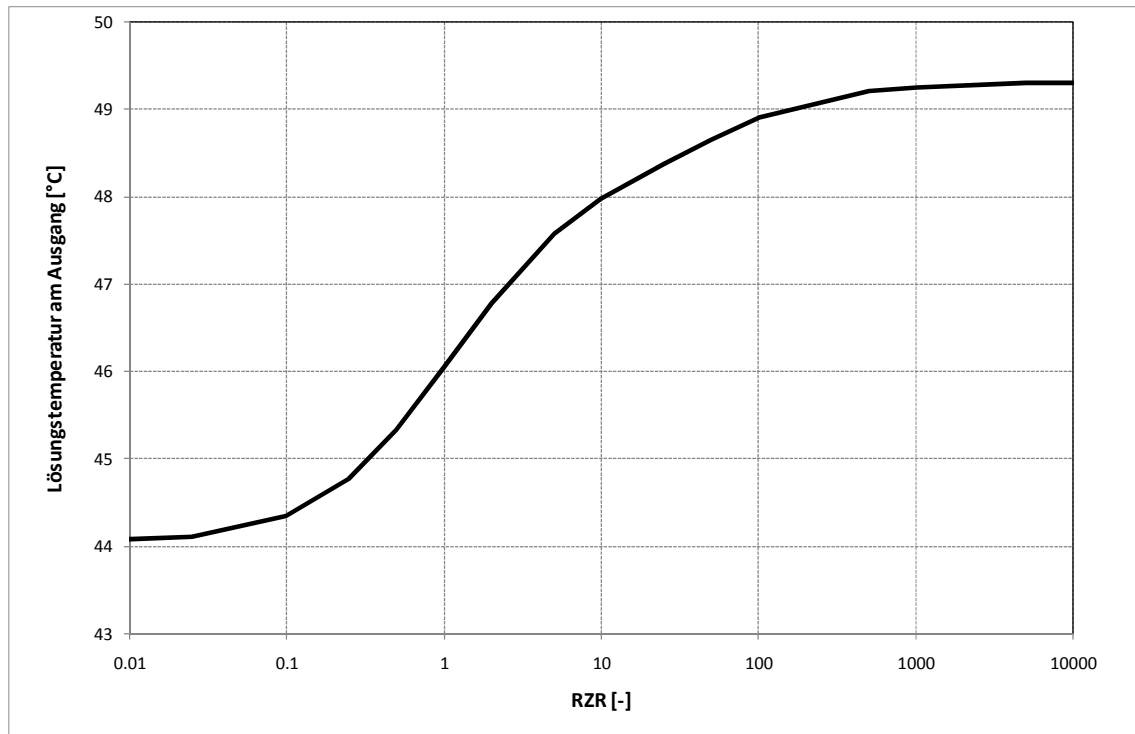


Bild 61: Mögliche Lösungstemperaturen am Absorberausgang für Versuch Nr. 7 und konstantem Wärmeübergangskoeffizienten

Wird der zugrunde gelegte äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  im Vergleich zu Bild 60 und 61 verdoppelt, bzw. verfünffacht so ergibt sich eine Abhängigkeit nach Bild 62 bzw. Bild 63.

Bei hohen Rezirkulationsraten, d.h. hohen Durchmischungsgraden wirkt sich eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten praktisch nicht aus. Die berechneten Lösungsaustrittstemperaturen sinken nur unwesentlich von 49,3 auf 48,9 °C. Bei einer geringen Rezirkulationsrate von  $RZR = 1$  wirkt sich die Erhöhung von  $\alpha_a$  etwas stärker aus. Die Austrittstemperatur der Lösung fällt von 46 auf 44,4 °C. Geht die Rezirkulationsrate gegen 0 strebt die Lösungstemperatur (bei Erhöhung von  $\alpha_a$ ) auf einem Wert von ca. 41,5 °C zu.

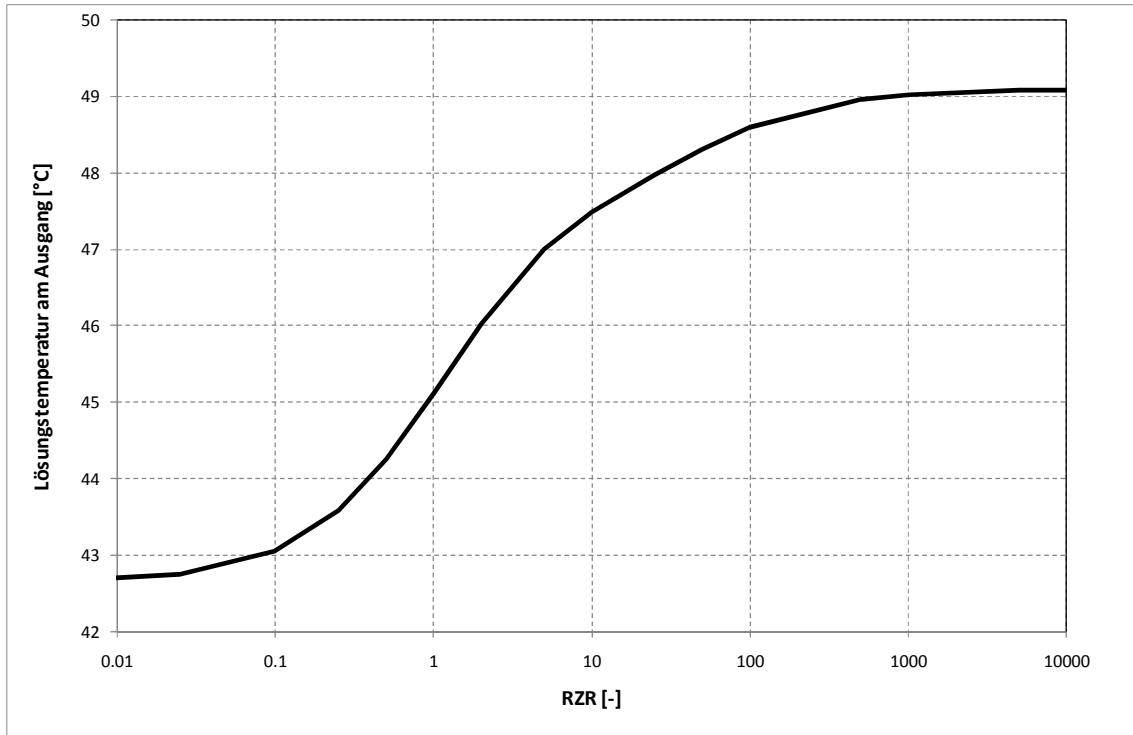


Bild 62: Mögliche Lösungstemperaturen am Absorberausgang für Versuch Nr. 7 und verdoppeltem Wärmeübergangskoeffizienten

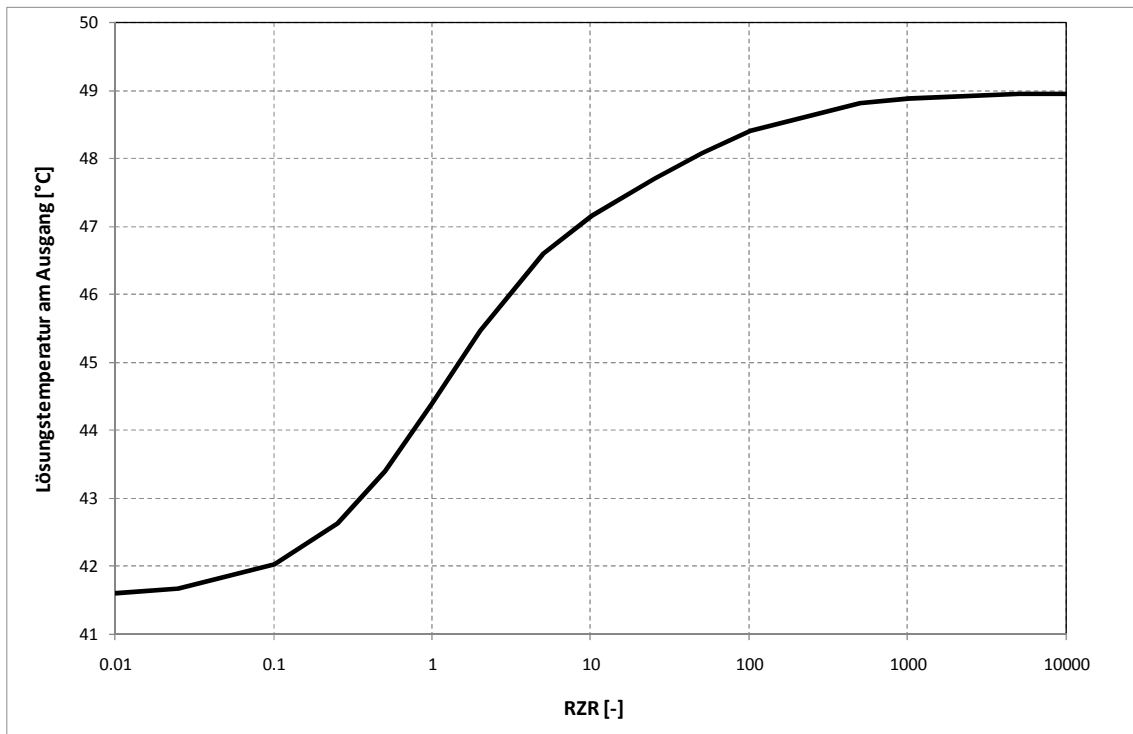


Bild 63: Mögliche Lösungstemperaturen am Absorberausgang für Versuch Nr. 7 und verfünffachtem Wärmeübergangskoeffizienten



Diese Temperatur ist immer noch sehr viel höher als die Eintrittstemperatur des Kühlwassers von 29,6 °C. Demzufolge ist weder die Variation der Rezirkulationsrate noch die weitere Verbesserung des Wärmeübergangs in der Lage eine wesentliche Effizienzsteigerung herbei zuführen. Die im Versuch ermittelte Lösungsaustrittstemperatur von ca. 45 °C würde nur um wenige Grad nach unten verschoben werden können. Die Ursache für die mangelnde energetische Effizienz dieses Versuchspunktes liegt in den unterschiedlichen Wärmekapazitätsströmen (siehe Bild 57).

Im Versuch Nr. 13 ist der Kühlwassermassenstrom mit  $m_{KW} = 200 \text{ kg / h}$  sehr viel größer gewählt. Die wesentlichen Parameter des Versuchs Nr. 13 sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Taupunkt Gas am Eingang	38,9	°C
Lösungskonzentration Eingang	62,8	%
Lösungstemperatur nach MP	66,4	°C
Lösungstemperatur am Ausgang	30,2	°C
Kühlwassertemperatur Eingang	23,4	°C
Kühlwassertemperatur Ausgang	36,8	°C
Kühlwassermassenstrom	200	Kg / h

Tab.4: Messdaten Versuchspunkt Nr. 13

Der in Bild 64 dargestellte Verlauf der berechneten Temperaturprofile stimmt gut mit den experimentell gewonnenen Daten überein.

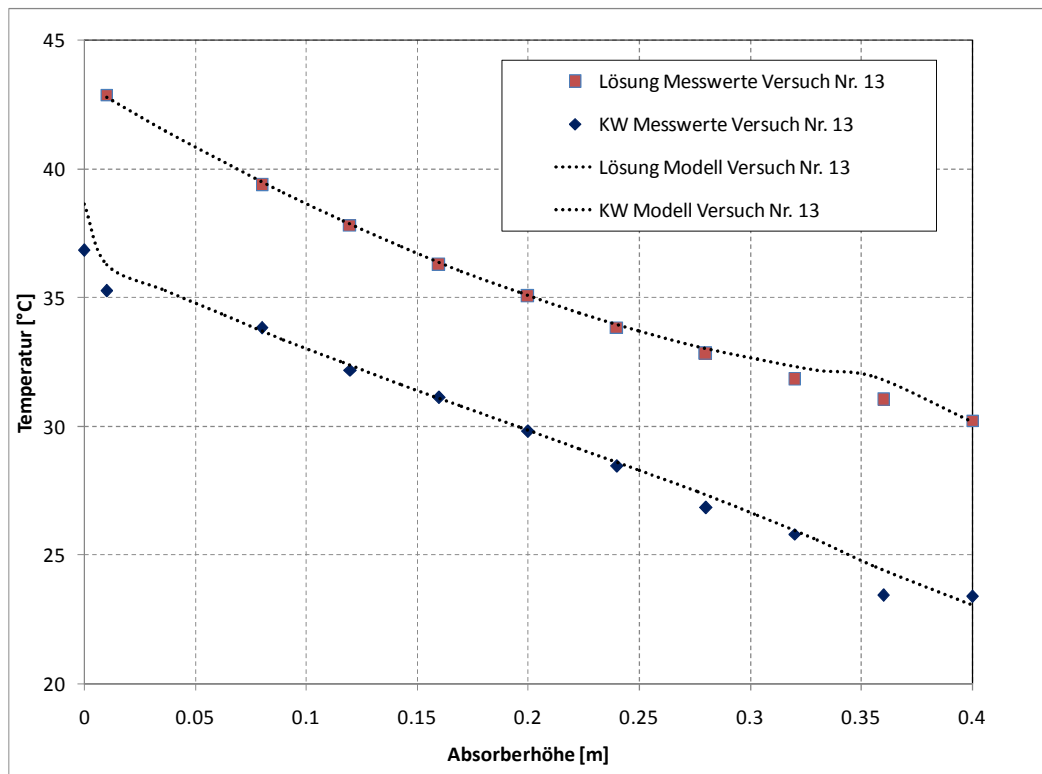


Bild 64: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturverläufe für Kühlwasser und Lösung (V-Nr. 13)

Die Modellierungsergebnisse wurden mit folgenden Anpassungsparametern erzielt:

- RZR = 12 (aus Verweilzeitsimulation übernommen)
- Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a = 850 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  (im Vergleich zum experimentellen Wert von  $\alpha_a = 836 \text{ W / m}^2 \text{ K}$  etwas aufgerundet)
- Länge des Strömungsrohrs  $L = 0,01 \text{ m}$  (aus Verweilzeitsimulation übernommen)
- Flüssigkeitsvolumenanteil im Rückkessel (Rohrzwickel) = 97 % (aus Verweilzeitsimulation übernommen)

Um den Einfluss der Rezirkulationsrate und des Wärmeübergangskoeffizienten zu verdeutlichen wurden wieder Simulationsrechnungen durchgeführt. Dazu wurden für drei verschiedene Wärmeübergangskoeffizienten ( $\alpha_a = 1000, 2000$  und  $5000 \text{ W / m}^2 \text{ K}$ ) die Lösungsaustrittstemperaturen in Abhängigkeit der Rezirkulationsrate berechnet. Die Ergebnisse der drei Berechnungen sind im nachfolgenden Bild 64 zusammengefasst. Zu Vergleichszwecken ist auch die Kühlwassereintrittstemperatur des Versuchs Nr. 13 dargestellt. Es ergibt sich ein qualitativ ähnliches Bild wie im Versuch Nr. 7. Während hohe Rezirkulationsraten mit einer unerwünscht großen Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Kühlwasser einher gehen, sinken diese im Bereich zwischen RZR = 100 bis 10 deutlich ab.

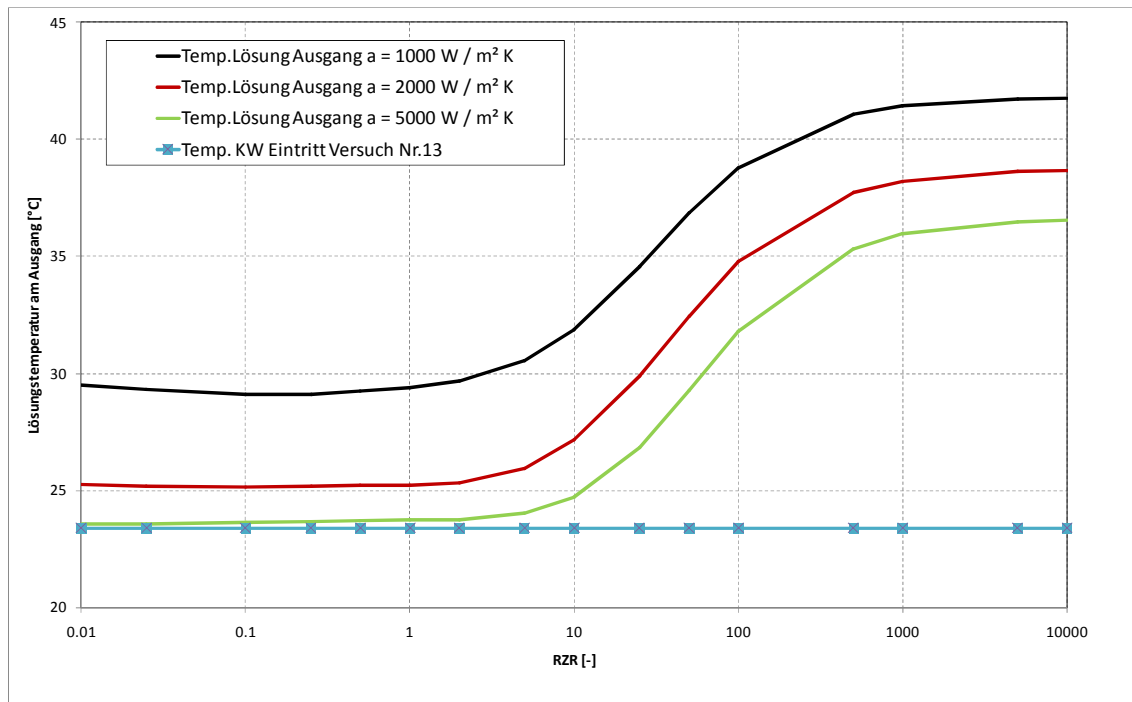


Bild 65: Mögliche Lösungstemperaturen am Absorberausgang für Versuch Nr. 13 für einfachen, verdoppeltem und verfünffachtem Wärmeübergangskoeffizienten

Hohe Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten in Verbindung mit niedrigen Rezirkulationsraten ermöglichen eine Annäherung der Lösungsaustrittstemperatur an die Eintrittstemperatur des Kühlwassers. In der

Realität sind die Wärmeübergangskoeffizienten abhängig von den Rezirkulationsraten, mit sinkender Rezirkulationsrate fallen auch die Wärmeübergangskoeffizienten ab. Dies bedeutet, dass mit Rezirkulationsraten von ca. RZR = 10 gearbeitet werden sollte. In diesem Bereich sind hohe Wärmeübergangskoeffizienten zu erzielen (in der Größenordnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten) bei gleichzeitig moderatem Verlust an Triebkraft.

#### **4.4. Wertung der experimentellen und theoretischen Ergebnisse und Ausblick**

Als Alternative zu den bei der Hochtemperaturbrennwertnutzung angewendeten adiabaten Füllkörperabsorbern wurde ein gekühlter Wellrohrsteigfilmabsorber entworfen, experimentell untersucht und modelliert.

Durch die Anordnung der Wellrohrschläuche in einem engen zylindrischen Ringspalt wurden hohe Gas- und Flüssigkeitsgeschwindigkeiten bei gleichmäßiger Massenstrom – und Phasenverteilung erreicht, die einen intensiven Stoff- und Wärmeübergang bewirkten.

Die bei der experimentellen Untersuchung erzielten hohen Wärmeübergangszahlen sowohl auf der Kühlwasserseite im Wellrohr als auch auf der Absorptionsseite bei der Umströmung des Wellrohres, die zum größten Teil, d.h. bei entsprechenden Kühlwasser und Feuchtgasdursätzen über  $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  lagen, haben die angestrebte hohe volumenbezogene Absorptions- und Wärmeübergangsleistung unter Beweis gestellt.

Die erreichte Prozessintensivierung wurde erkauft durch einen erhöhten Druckverlust, der besonders auf der Absorptionsseite wegen der hohen Geschwindigkeiten der Zweiphasenströmung Werte von 10 - 20 kPa annimmt.

Dieser hohe Druckverlust ist eventuell akzeptabel, wenn das Abgas beispielsweise aus einem BHKW unter einem Restdruck strömt. Wenn das Abgas drucklos vorliegt, ist der Aufwand für die Verdichtung doch erheblich.

Trotz des relativ komplizierten Aufbaues des Gleichstromabsorbers und der turbulent durchmischten Zweiphasenströmung gelingt es mit einem einfachen Zellenmodell aus idealen Rührkesseln und idealen Strömungsrohren den experimentellen Befund durch halbempirische Gleichungen und durch wenige Anpassungsparameter, wie beispielsweise die Rezirkulationsrate, darzustellen und damit eine wesentliche Grundlage für eine Apparateauslegung zu schaffen. Aus den Modellierungsergebnissen bzw. aus den experimentellen Daten zum Holdup, zur Rückvermischung und zum Temperaturverlauf über die Absorberhöhe ergeben sich Schlussfolgerungen für die Relationen zwischen den Gas-, Lösungs- und Kühlwasserströmen, die für die Gestaltung eines effektiven Absorptionsapparates von Bedeutung sind.

Wie die Simulation zeigte, sind niedrige RZR als energetisch vorteilhaft anzusehen, d.h. eine besonders günstige Absorberkonstruktion würde sich aus einer großen Anzahl von Kombinationen aus jeweils einem „ideal durchmischtem Rührkessel“ (für guten SWÜ in der Gasphase) und einem sich anschließendem idealem Strömungsrohr (zur Erzielung hoher Gas- und Lösungsgeschwindigkeiten verbunden mit guter Wärmeabgabe an das Kühlwasser) ergeben, wobei die RZR entsprechend gering ist. Dazu müsste jedoch die Rückströmung nach unten durch geeignete konstruktive Maßnahmen möglichst vollständig unterbunden werden. Unter Umständen reicht auch eine weitere Steigerung der Gasgeschwindigkeit, verbunden mit einer sehr gleichmäßigen Verteilung von Gas- und Flüssigphase am Absorbereintritt aus, da zu erwarten ist, dass bei kontinuierlicher Steigerung des Gasdurchsatzes die RZR gegen Null strebt.

Eine weitere Fragestellung, die im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht wurde, die aber für eine effektive Apparategestaltung wichtig ist, betrifft die Ausführung des hier ausgeführten zylindrischen Ringspaltes, denkbar sind beispielsweise Spiralen, in denen die Rohre eingelegt sind oder parallele Wände.

Die Analyse der gemessenen Druckverluste hat gezeigt, dass bereits die Hälfte der Druckverluste aus der Verteilvorrichtung der Gas- und Lösungsströme resultierte, hier folglich weiterführende Arbeiten erforderlich sind. Auch das Thema Separation der Gas- und Flüssigphasen wurde nicht behandelt.

Die hohe benötigte Lösungskonzentration ist mit entsprechend hohen Viskositäten verbunden. Wie die Versuche verdeutlichten, sinken die erzielbaren Transportkoeffizienten stark ab. Für eine zukünftige verstärkte Anwendung der oAKP wären Arbeitssysteme mit hohem potentielltem Temperaturhub bei moderaten Viskositäten wünschenswert. Eventuell können hierbei Mischungen verschiedener Nitratlösungen Verbesserungen bringen.

Ebenso wie bei der konstruktiven Absorbergestaltung bietet sich auch auf dem Gebiet der Arbeitssysteme für offene Absorptionskreisprozesse ein Betätigungsfeld für zukünftige Untersuchungen an.

## 5. Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, Wege einer effektiven und wirtschaftlich günstigen Abwärmenutzung feuchter Abluftströme im Vergleich zur herkömmlichen Technik aufzuzeigen.

Die Absorption des Wasserdampfes in einer oAWP findet bisher in einer herkömmlichen Füllkörperkolonne im strömungsmechanischen Gegenstrom statt. Es wurde aufgezeigt, dass die realisierbaren Strömungsgeschwindigkeiten durch den Flutpunkt der Kolonne streng limitiert sind. Diese Limitierung hat einen großvolumigen Apparat zur Folge, welcher erhebliche Investitionskosten (bis ca. 45 % der Gesamtkosten der Wärmerückgewinnungsanlage) verursacht. Eine Verbesserung dieser Situation ist nur zu erreichen, wenn das Gegenstromprinzip durch ein Gleichstromprinzip ersetzt wird. Es wurde gezeigt, dass von den in Frage kommenden Varianten – adiab, Kühlung im Gegenstrom, Kühlung im Gleichstrom – nur der im Gegenstrom gekühlte Gleichstromabsorber in der Lage ist, die Wärmerückgewinnung auf thermodynamisch sinnvoller, reversibilitätsnaher, Art und Weise durchzuführen. Andernfalls gerät die Absorption rasch ins Stocken, da die Gleichgewichtslage sehr bald erreicht wird.

Im Vergleich zum geschlossenen Prozess ist der offene Prozess durch die Anwesenheit von großen Anteilen an Inertgas gekennzeichnet. Diese Inertgasanteile verursachen einen zusätzlichen Transportwiderstand in der Gasphase. Die in der Literatur [19, 22] beschriebenen Versuche zur (Teil-) Kondensation unter Inertgasanwesenheit verdeutlichen den negativen Einfluss auf die Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten, lassen aber auch eine Abschätzung der möglichen Verbesserungen mit steigender Geschwindigkeit zu, d.h. je höher die Geschwindigkeit gewählt wird, desto weniger fällt die Inertgasanwesenheit ins Gewicht. Als weitere wichtige Unterschiede beim offenen Prozess sind der i.d.R. sehr viel größere zu behandelnden Gasvolumenstrom und die höhere Korrosionsgefahr zu nennen.

An einer Versuchsanlage mit herkömmlicher Füllkörperkolonne wurde experimentell nachgewiesen, dass die latente Abgaswärme eines BHKWs zum großen Teil für die Heizwärmebereitstellung genutzt werden kann, auch wenn die Heizungsrücklauftemperatur über dem Taupunkt des Abgases liegt. Die erzielten Steigerungen der abgegebenen Heizleistung resultieren dabei praktisch vollständig aus der erreichten Abgasentfeuchtung.

Durch ein erstelltes Simulationsprogramm zur HTBWN (bilanzbasiert) lassen sich die zu erwartenden Nutzwärmesteigerungen aus den gewählten Randbedingungen (z.B. Abgasfeuchte, Lösungskonzentration, Volumenströme) gut berechnen.

Die zur Entfeuchtung notwendige Anhebung des Taupunkts des BHKW-Abgases erfolgte durch eine hygroskopische Lithiumbromid-Wasser Lösung. Dieses Stoffsystem ist jedoch für offene Wärmetransformationsanlagen auf Grund der starken Korrosionsneigung ungeeignet.

Als alternatives Stoffsystem kommt u.a. das System Calciumnitrat – Wasser in Frage. Es besitzt eine merkliche Dampfdruckabsenkung und ist kaum korrosiv. Allerdings ist die erzielbare Dampfdruckabsenkung im Vergleich zum Lithiumbromid deutlich geringer. Die Berechnung des Dampfdrucks über der Lösung und anderer Stoffdaten gelingt bis hin zu sehr hohen Konzentrationen, mit dem erweiterten *Pitzer*-Ionenmodell nach *Archer*. Mit diesen Stoffdatenalgorithmen für Calciumnitrat wurde das Simulationsprogramm der HTBWN erweitert.

Eine erneute Simulationsrechnung zeigte auf, mit welchen Auswirkungen zu rechnen sind, wenn das korrosive Lithiumbromid durch das unproblematische Calciumnitrat ersetzt wird. Wird Lithiumbromid durch Calciumnitrat ersetzt, wird die gewonnene Wärme bei gleicher Heizaufgabe – besonders bei hohem Temperaturniveau – geringer ausfallen. Im Extremfall ist Calciumnitrat nicht mehr sinnvoll einsetzbar. Steht die Desorptionsenergie nur begrenzt zur Verfügung (wie im Falle des BHKW) ist ein Wechsel zu Calciumnitrat ohne das Inkaufnehmen einer energetischen Verschlechterung oft möglich, da die Menge des vom Calciumnitrat absorbierbaren Wasserdampfs immer noch so groß ist, dass die zur Verfügung stehende Desorptionsenergie vollständig ausgeschöpft werden kann.

Um die technische Machbarkeit eines im Gegenstrom gekühlten Gleichstromabsorbers zu demonstrieren wurde ein Versuchsabsorber aufgebaut, der die Messung verschiedenster relevanter Größen erlaubt. Bei diesem Versuchsabsorber wurde in Erwartung höherer Transportkoeffizienten die Zuführung der Gas- und Lösungsströme unten platziert, d.h. es wurde ein Steigfilmabsorber realisiert. Bei der realisierten Absorberkonstruktion wurde eine Rohrschlange aus Wellrohrschlauch verwendet. In Vorversuchen wurden die inneren Wärmeübergangskoeffizienten des zur Spirale geformten Wellrohrschlauchs in Abhängigkeit vom Kühlwasserdurchsatz gemessen. Die Ergebnisse lassen sich sehr gut durch die einfache Potenzbeziehung  $Nu_{ws} = 0,022 \cdot Re^{0,88} \cdot Pr^{0,4}$  wiedergeben.

Da beim Versuchsabsorber in verschiedenen Höhen sowohl kühlwasser- als auch lösungsseitig die Temperaturen gemessen wurden, lassen sich aus den übertragenen Teilwärmeströmen Aussagen zu den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten treffen. Diese sind erwartungsgemäß vom Gasdurchsatz und der Lösungskonzentration abhängig. Ein nennenswerter Einfluss des Lösungsdurchsatzes wurde nicht festgestellt. Die effektiven Wärmeübergangskoeffizienten – vom Gasphasenkern bis zur kühlwasserseitigen Oberfläche bewegen sich beim gekühlten Steigfilmabsorber im Größenbereich, von ca. 800 bis 2000 W / m K und bewegen sich damit in der gleichen Größenordnung wie die inneren Wärmeübergangskoeffizienten.

Bei den durchgeführten Versuchen wurde deutlich, dass der Kühlwasserdurchsatz nicht nur den inneren Wärmeübergang bestimmt, sondern auch das Temperaturprofil über der Absorberhöhe beeinflusst. Werden niedrige Kühlwasserdurchsätze gewählt, verbleibt am Absorberkopf eine große Temperaturdifferenz zwischen Lösung und Kühlwasser. Diese Differenz wird durch die Ungleichheit der Wärmekapazitätsströme verursacht und hat negative Folgen auf die erreichte Abgasauskühlung und -entfeuchtung. Ist der Kühlwasserdurchsatz zu hoch, bleibt die mögliche Erwärmung des Kühlwassers unter dem erreichbaren Maximalwert. Unabhängig von der Absorberkonstruktion ist daher auf die Wahl des optimalen Kühlwasserdurchsatzes besonderes Augenmerk zu legen.

Experimentell nachgewiesen wurde die Verbesserung des Stoff- und Wärmeübergangs bei Erhöhung des Gasdurchsatzes. Diese Verbesserungen sind proportional zu  $\dot{V}_{Gas}^{0,45}$ . Im Vergleich zur einphasigen Rohrströmung, bei der Exponenten um 0,8 auftreten, fällt der hier beobachtete Einfluss eher moderat aus. Grund hierfür ist, dass sich die Erhöhung des Gasdurchsatzes nicht vollständig in einer entsprechenden Geschwindigkeitserhöhung niederschlägt, da der Gasphasenanteil steigt bzw. das Flüssigkeits-Holdup fällt. Mit dem ebenfalls beobachteten Einfluss der Lösungskonzentration wurde eine einfache Berechnungsgleichung für

den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten aufgestellt:  $\alpha_a = 1250 \cdot Pr_{Lös}^{-0,31} \cdot \left( \frac{\dot{V}_{Gas}}{\dot{V}_o} \right)^{0,45}$ .

## Zusammenfassung

Die Untersuchungen zum dynamischen Flüssigkeits-Holdup zeigten einen nahezu proportionalen Abfall des Flüssigkeitsinhalts mit steigendem Gasdurchsatz. Dabei war der Einfluss der Konzentration von untergeordneter Bedeutung. Im Steigfilmabsorber werden bei niedrigen, bereits stabilen Gasdurchsatz von 10 m<sup>3</sup>/h bis zu 50 % des Gesamtvolumens durch die Flüssigphase eingenommen. Das gemessene Flüssigkeits-Holdup geht bei hohen Gasdurchsätzen auf ca. 30 % zurück. Im untersuchten Bereich des Gasdurchsatzes wurde keine Verringerung der linearen Holdup-Abnahme beobachtet.

Die unterschiedliche Wirkrichtung der Schwerkraft auf die Lösung, ergibt im Vergleich zum häufig eingesetzten Rieselfilmabsorber eine völlig andersartige Strömung im Steigfilmabsorber.

Während der Steigfilmabsorber durch eine intensive Durchmischung und großen Rezirkulationsströmungen gekennzeichnet ist, strömen im Rieselfilmabsorber Gas- und Flüssigphase vollständig separiert und ohne großräumige Rückströmungen. Im Steigfilmabsorber sind, unabhängig vom Lösungseintrittsmassenstrom, eine Vielzahl von Blasen unterschiedlichen Durchmessers (Kugelblasen  $d < 1\text{ mm}$  bis Kolbenblasen  $d > 50\text{ mm}$ ) beobachtbar. Besonders Blasen mit geringen Durchmessern (bis ca. 2 mm) „schwimmen“ in der Flüssigphase und werden teilweise – entgegen dem wirkenden Auftrieb – mit der rezirkulierenden Flüssigströmung nach unten mitgerissen. Auf Grund der hohen Gasgeschwindigkeiten tritt Flüssigkeitsentrainment auf, welches durch den Einsatz eines Tropfenabscheiders vermieden werden muss.

Durch Untersuchungen zum Verweilzeitverhalten einer zugegebenen Farbstofflösung bei unterschiedlichen Randbedingungen wurde eine hohe Durchmischung experimentell nachgewiesen, da die beobachteten Abklingkurven des Farbstoffs dem Verhalten des idealen Rührkessels sehr nahe kommen. Selbst bei geringen Gasbelastungen ist eine großräumige Durchmischung vorhanden. Lediglich zu Beginn ist abweichend vom idealen Rührkessel eine gewisse Totzeit zu beobachten.

Es wurden Untersuchungen zu den auftretenden Druckverlusten gemacht, da diese im realen Betrieb Kosten bedeuten und die Gesamtwirtschaftlichkeit beeinflussen. Bei der Bestimmung des trockenen Druckverlusts ergab sich, dass erhebliche Anteile am Druckverlust durch die Zuleitung, den Verteilmechanismus und die Eindüsung verursacht werden. Die Zunahme des Druckverlusts erfolgt nach der oft beobachteten Proportionalität zu  $\sim \dot{V}^{1,8}$  bzw.  $\zeta_{Abs} \sim Re^{-0,2}$ .

Die Bestimmung der Druckverlustanteile bei der Zweiphasenströmung ergab, dass der geodätische Druckverlustanteil einen Großteil des Gesamtdruckverlustes verursacht. Auffallend ist, dass bei steigender Gasbelastung die zusätzliche Reibungsdruckverluste und der abnehmende geodätische Druckverlustanteil sich über weite Gebiete des Gasdurchsatzes nahezu kompensieren.

Die in der Versuchsanlage auftretende Strömung ist so komplex, dass einfache Modelle zur Beschreibung des Strömungsverhaltens versagen. Die gedankliche Zerlegung des Apparats in verschiedene idealisierte Grundapparate nach dem Zellenmodell bietet die Möglichkeit komplexe Systeme zu beschreiben. Durch die Abfolge von idealen Rührkesseln und idealen Strömungsröhren (auf- und absteigend) und eine Anpassung an die vorhandene Apparategeometrie wurde ein Simulationsmodell erstellt, mit dem Verweilzeitkurven berechnet werden können, die dem Experiment entsprechen. Es wurden Rezirkulationsraten zwischen  $RZR = 10$  und  $RZR = 13$  berechnet.



Die Modellierung des Druckverlustes mit einfachen Modellen die auf dem Konzept des Zweiphasen-Multiplikator beruhen, war nicht möglich. Die berechneten Druckverluste waren deutlich höher als die Messwerte.

Zur Modellierung des Stoff- und Wärmeübergangs wurde das hydrodynamische Modell durch Berücksichtigung von Wärmeübertragungsflächen in den auf- bzw. absteigenden Strömungsrohren erweitert.

Die berechneten Temperaturprofile werden durch das Modell sehr gut wiedergegeben. Als wichtige Einflussparameter auf die Effizienz, wurden die zu Grunde gelegten Wärmeübergangskoeffizienten und die Rezirkulationsraten in weiten Bereichen variiert. Erwartungsgemäß verläuft das berechnete Temperaturprofil der Lösung umso flacher, je höher die Rezirkulationsrate gewählt wird. Im Falle kleiner werdender Rezirkulationsraten nimmt das Temperaturprofil einen zunehmend gekrümmten Verlauf an, der entsprechend gute Entfeuchtungen zulässt.

Eine Beeinflussung der Lösungsaustrittstemperatur durch die Erhöhung der (dem Modell vorgegebenen) Wärmeübergangskoeffizienten ist oft möglich, jedoch nicht im Falle hoher Rezirkulationsraten und sehr gering gewählten Kühlwasserdurchsätzen. In diesem Fall ist keine nennenswerte Temperaturabsenkung zu erzielen, so dass der Aufwand für die Verbesserung des Stoff- und Wärmeübergangs hier nicht gerechtfertigt erscheint.

Der Einfluss der Rezirkulationsrate auf die energetische Effizienz des Prozesses ist ab einem Wert größer  $RZR > 10$  nicht mehr zu vernachlässigen. Sehr hohe RZR verschlechtern deutlich die Effizienz und sollten durch konstruktive Maßnahmen vermieden werden.

Einen besonders großen Einfluss besitzt, wie bei herkömmlichen Wärmeübertragungsprozessen auch, das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme. Auf Grund des stark nicht linearen Verlaufs des „scheinbaren“ Wärmekapazitätsstroms ist bei der Absorberauslegung auf die korrekte Wahl des Kühlwassermassenstrom (bzw. des Lösungsmassenstroms) besonderes Augenmerk zu legen.

Unter den genannten Voraussetzungen, ist mit dem gekühlten Gleichstromabsorber die Realisierung einer thermodynamisch sinnvollen Alternative möglich, welche sich durch sehr viel geringere Investitionskosten im Vergleich zu den bisher ausgeführten konventionellen Absorberkonstruktionen auszeichnet.

## 6. Summary

The aim of this study was to identify ways of an effective and economically favorable utilization of waste heat of moist air flows in comparison to the conventional technique. The absorption of water vapor in an open absorption heat pump has so far been in a conventional packed column in fluidic counter flow. It has been shown that the achievable velocity of flow is strictly limited by the flooding point of the column.

This limitation causes a large-volume and expensive apparatus (up to about 45 % of the total cost of the heat recovery system). An improvement of this situation can only be achieved when the counter-current principle is replaced by a co-current principle.

It has been shown that only one variant (cooled & co-current) of the four possible variants (adiabatic & co-current, adiabatic & countercurrent, cooled & co-current, cooled & countercurrent) is thermodynamically effective. Otherwise, the absorption stops quickly, because the equilibrium is reached very soon.

Compared to the closed process, the open process is characterized by the presence of large proportions of inert gas. This inert gas components cause additional transport resistance in the gas phase.

The experiments for (partial) condensation described in the literature [19, 22] illustrate the negative impact on the mass and heat transfer coefficients. On the other hand an improvement of heat and mass transfer with increasing velocity of flow is reported, i.e. the higher the flow velocity, the better are the heat and mass transfer rates. Other important differences in the open process are the much higher flow rate and the higher risk of corrosion.

At a pilot plant with conventional packed column was shown experimentally that the latent heat exhaust of a CHP can be used in large part for the heating energy deployment, even if the heating return temperature is above the dew point of the exhaust gas. The improvements achieved the heat output resulting thereby almost by the dehumidification of the exhaust gas.

A simulation program (based on the balances of mass, components and energy) shows the influence to the received heating power from the several parameters (e.g. exhaust humidity, solution concentration and flow rates).

The basis of the physical effect of lifting up the dew-point of the exhaust gas is found in the hygroscopic property of lithium bromide - water solution. This working pair is not suitable for open heat transformation systems because of the strong tendency to corrode.

An alternative working pair is the system calcium nitrate – water. It has a significant vapor pressure depression and is non corrosive. However, the attainable vapor depression is significantly lower in comparison to the lithium bromide – water system. The calculation of the vapor pressure and other chemical properties is possible up to very high concentrations, with the extended *Pitzer* - ion model according to *Archer*. With this material data, algorithms for the simulation program were extended.

A new simulation showed, what effects can be expected when the corrosive lithium bromide is replaced by the unproblematic calcium nitrate. Lithium bromide is replaced by calcium nitrate, the recovered heat at the same heating task - especially at high temperature level - be lower. In extreme cases, calcium nitrate is no longer meaningful use. If the desorption limited supply ( as in the case of CHP) is a switch to calcium nitrate without

accepting even an energetic deterioration in many cases since the amount of absorbable from calcium nitrate water vapor is still so large that completely exhausted the available desorption can be.

To demonstrate the technical feasibility of a cooled (in counter-current) co-current absorber a test-absorber has been established, which allows the measurement of a wide variety of relevant variables. In this experiments, the feed of gas and solution flow was placed at the bottom of the test-absorber, i.e. it was realized a rising film absorber. When realized absorber design a spiral of corrugated hose was used. In preliminary experiments, the inner heat transfer coefficients of the corrugated hose (formed into a spiral) were measured as a function of cooling water flow. The results can be very well reproduced by the simple power relationship  $Nu_{ws} = 0,022 \cdot Re^{0,88} \cdot Pr^{0,4}$ .

With the test-absorber were measured the cooling water temperatures and the solution side temperatures at different heights. Therefore it is possible to make statements to the local heat transfer coefficient from the transmitted partial heat flows. These are dependent by the gas flow and the solution concentration. A significant influence of the solution flow rate was not observed. The effective heat transfer coefficients - from the bulk of the gas phase to the wall (cooling water) range of about 800 to 2000 W / m K and have the same order of magnitude as the inner heat transfer coefficients.

In the experiments carried out, it became clear that the cooling water flow rate is determined not only the inner heat transfer, but also the temperature profile over the absorber height. If low cooling water flow rates are selected, it remains a large temperature difference between the solution and cooling water on the absorber head. This difference is caused by the inequality of the heat capacity flows and has a negative impact on the achieved dehumidification and cooling of the exhaust gas. If the cooling water flow rate is too high, the possible warming of the cooling water remains below the achievable maximum. Therefore it is necessary (for all of the several absorber designs) to select the optimum cooling water flow rate.

It has been shown experimentally to improve the mass and heat transfer by increasing the gas flow rate. These improvements are proportional to  $\dot{V}_{Gas}^{0,45}$ . Compared to single-phase pipe flow (here often occurs the exponent 0.8) the observed influence here turns out rather moderate. The reason for this is that the increase of gas flow is not fully reflected in a corresponding increase in velocity because the gas content increases and the liquid hold-up falls. With the influence of the concentration it was developed a simple relationship for calculation of heat transfer coefficient:  $\alpha_a = 1250 \cdot Pr_{L\ddot{a}s}^{-0,31} \cdot \left( \frac{\dot{V}_{Gas}}{\dot{V}_o} \right)^{0,45}$ .

The investigations of the dynamic liquid hold-up showed a nearly proportional drop of the liquid contents with increasing gas flow rate. The influence of the concentration was of secondary importance. In the rising film test-absorber up to 50 % of the total volume is occupied by the liquid phase. The measured liquid hold-up falls back to approximately 30% at high gas flow rates. In the tested range of gas flow no reduction of the linear decreasing of the liquid hold-up was observed.

The difference in direction of the gravitational force in comparison to commonly used falling film absorbers lets to a completely different flow regime in the rising film test-absorber.

## Summary

While the rising film test-absorber is characterized by intensive mixing and large recirculation flows, in falling film absorbers the gas and liquid phases are completely separated. There are no large-scale return flows. In the rising film test-absorber nearly independent of the solution inlet mass flow, a large number of bubbles of different diameters (spherical bubbles  $d < 1\text{ mm}$  to piston bubbles  $d > 50\text{ mm}$ ) are observable. Especially bubbles with small diameters (up to  $2\text{ mm}$ ) "float" within the liquid phase and are entrained partially by the recirculating liquid flow down. Due to the high gas velocities occurs liquid-entrainment, which must be avoided by the use of a drop separator.

A high degree of mixing has been demonstrated experimentally, since the observed decay of a added dye-tracer are very close to the behavior of an ideal stirred tank. Even at low gas flow, a large-scale mixing is present. Only at the beginning a difference (delay of several seconds) from the behavior of the ideal stirred tank is observed.

There have been studies on the pressure losses occurring as these represent a cost in operation and affect the overall economy. In determining the dry pressure drop was found that a significant share of the pressure loss is caused by the feed line, the distribution mechanism and the injection. The increase in pressure loss takes place after the often observed proportionality to  $\sim \dot{V}^{1.8}$  respectively  $\zeta_{Abs} \sim \text{Re}^{-0.2}$ .

The determination of the shares of pressure loss in the two-phase flow showed, that the geodetic pressure loss caused a large part of the total pressure loss. It is remarkable, that with increasing gas flow the additional friction pressure drop and decreasing geodetic pressure loss compensate over wide range of the gas flow rate.

The flow regime occurring in the experimental system is so complex, that simple models fail to describe the flow behavior. The imaginary decomposition of the apparatus in various idealized basic units for the cell model offers the possibility to describe complex systems. By the sequence of ideal stirred tank reactors and plug-flow tubes (down flow and up flow) and an adaptation to the existing vessel geometry a simulation model was created. The model can calculate residence time curves of the dye-tracer corresponding to the experiment. There were recirculation values between  $\text{RZR} = 10$  and  $= 13$  calculated. The modeling of the pressure loss with simple models based on the concept of two-phase multiplier was not possible. The calculated pressure losses were significantly higher than the measured values.

For the modeling of heat and mass transfer, the hydrodynamic model was extended by considering heat transfer surfaces in the plug-flow tubes.

The calculated temperature profiles are very well reproduced by the model. As important parameters influencing the efficiency, the heat transfer coefficient and the recirculation rates (RZR), were varied within wide ranges. As expected, the calculated temperature profile of the solution is flattening, the higher the recirculation rate is selected. In the case of decreasing the recirculation rates the observed temperature profile takes on an increasingly curved profile, which allows good dehumidification.

Influencing the solution outlet temperature by increasing heat transfer coefficient (given to the model) is often possible, but not in the case of high recirculation rates in combination with very low selected cooling water flow rates. In this case, no significant temperature reduction is achieved, so that the effort to improve the mass and heat transfer coefficient is not recommendable.

The influence of the recirculation rate on the energy efficiency of the process is no longer negligible from a value greater than  $RZR > 10$ . Very high RZR significantly deteriorate the efficiency and should be avoided by design measures.

The ratio of the heat capacity flows has a very big influence (just as in conventional heat transfer processes). Due to the highly nonlinear curve of the "apparent" heat capacity flow is to pay particular attention to the absorber design on the correct choice of the cooling water mass flow (or the solution mass flow).

Subject to these conditions, the realization of a thermodynamically convenient alternative, with lower invest cost compared to the conventional absorber is possible with the cooled absorber.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] Karl, J.:  
Untersuchungen des Wärmeübergangs bei der Partialkondensation mittels linearer Ramanspektroskopie,  
Dissertation, TU München 1996
- [2] Hadley, M.:  
Kondensation binärer Dampfgemische unter dem Einfluß der vollturbulenten Gasströmung bei Drücken  
bis 13 bar, Dissertation, Universität Paderborn 1996
- [3] Zogg, M.:  
Wärme- und Stofftransportprozesse, Verlag Salle + Sauerländer, Frankfurt a. M. / Aarau, 1983
- [4] Amous, M.:  
Wärme- und Stoffaustausch bei der Absorption von Ammoniak im Rieselfilm,  
Dissertation, RWTH Aachen, 1998
- [5] Niebergall, W.:  
Sorptionenkältemaschinen, Handbuch der Kältetechnik Band 7, Springer Verlag Berlin, 1981
- [6] Bittrich, P., Bergmann, T., Hebecker, D.:  
Erste Anwendung eines offenen Absorptionskreisprozesses zur  
Hochtemperaturbrennwertnutzung in einem Nahwärmenetz, VDI – Bericht 1746, Fortschrittliche  
Energiewandlung und –anwendung, VDI – Verlag GmbH, Düsseldorf 2003, 397
- [7] Weiß, S., Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden Thermisches Trennen – Ausrüstungen und  
ihre Berechnungen, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Stuttgart
- [8] Weiß, S., Militzer, K.E., Gramlich, K., Thermische Verfahrenstechnik, Deutscher Verlag für Grund  
stoffindustrie
- [9] Bittrich, P.:  
Energietransformation, Habilitationsschrift, Universität Halle – Wittenberg 2001  
Shaker Verlag Aachen
- [10] Hebecker, D.:  
Zur Klassifikation von Kreisprozessen, Wissenschaftliche Zeitschrift TH Leuna – Merseburg 25,  
S. 485 – 492, 1983
- [11] Bosnjakovic, F., Knoche, K.F.:  
Technische Thermodynamik Teil 2, Dr. D. Steinkopff Verlag GmbH Darmstadt, 1997
- [12] Löwer, H.:  
Thermodynamische Eigenschaften und Wärmediagramme des binären Systems Lithiumbromid Wasser  
Kältetechnik, Heft 5, 1961
- [13] Brunk, M. F.:  
Thermodynamische und physikalische Eigenschaften der Lösung Lithiumbromid – Wasser als  
Grundlage für die Prozesssimulation von Absorptions – Kälteanlagen  
Ki Klima – Kälte –Heizung, Heft 10, S. 365 – 372, 1982
- [14] McNeely, L. A.:  
Thermodynamic Properties of aqueous Solutions of Lithium Bromide  
ASHRAE Trans., Vol. 85 - 1, P. 413 – 434, 1979
- [15] Chua, H. T.; Toh, H. K.; Malek, A.; Ng, K. C.; Srinivasan, K.:  
Improved thermodynamic property fields of LiBr-H<sub>2</sub>O solution, Int. J. of Ref., Vol. 23, P. 412 –429,  
2000

- [16] Feuerecker, G.; Scharfe, J.; Greiter, I.; Frank, C.; Alefeld, G.:  
Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr-solutions at high temperatures and Concentrations  
Proceedings of the international heat pump conference, New Orleans, P. 493 – 499, 1993
- [17] Summerer, F., Ziegler, F., Riesch, P., Alefeld, G.:  
Hydroxide Absorption Pumps with Spray Absorber  
ASHRAE Vol. 102, S. 1010 – 1018, 1996
- [18] Renker, W.:  
Chem. Techn. 7, S. 451 – 461, (1955)
- [19] Renker, W.:  
Der Wärmeübergang bei der Kondensation von Dämpfen in Anwesenheit nichtkondensierbarer Gase,  
Dissertation, Technische Hochschule Dresden, 1954
- [20] Hähre, P.; Ostrovski, N., Genssle, A.:  
Rückgewinnung von Abwärme aus Trocknerabgas  
Abschlußbericht Deutsche Bundesstiftung Umwelt, 1997
- [21] Steinbrück, M.; Ektilah, I.:  
BHKW mit Hochtemperaturbrennwertnutzung und integrierter Kälteerzeugungsanlage  
Abschlußbericht Deutsche Bundesstiftung Umwelt, 1999
- [22] VDI Wärmeatlas 8. Auflage, Springer Verlag, 1997
- [23] Produktbeschreibung BHKW elcon 15, Fa. Steinecke
- [24] tel. Information der EWS GmbH
- [25] Steinbrück, M.; Hebecker, D.:  
Reversibilitätsnahe Absorption im gekühlten Gleichstromabsorber am Beispiel eines offenen Sorptions  
kreisprozesses  
Chemie-Ingenieur-Technik, S. 1616 – 1621, 2003
- [26] Produktbeschreibungen BHKW, Fa. Schmitt-Enertec
- [27] John, K.:  
Dechema Corrosion Handbook, Vol. 3 Bromide, VCH Weinheim, 1993
- [28] Guyer, E.C., Brownell, D.L.:  
Handbook of Applied Thermal Design  
Taylor & Francis Philadelphia, 1999
- [29] Ramm, W. V.:  
Absorptionsprozesse in der chemischen Industrie, Verlag Technik, Berlin 1952
- [30] Katz, T.:  
Auslegung und Betrieb von Wirbelschicht – Wärmeaustauschern, Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [31] Lüdecke, D.; Lüdecke, C.:  
Thermodynamik – physikalisch chemische Grundlagen der thermischen Verfahrenstechnik, Springer  
Verlag Berlin, 2000
- [32] Atkins, P. W.:  
Physikalische Chemie, Wiley – VCH Weinheim, 2004
- [33] Greiter, I.; Wagner, A.; Weiss, V.; Alefeld, G.:  
Experimental Investigation of heat and mass transfer in a horizontal-tube falling-film absorber with  
Aqueous solutions, AES- Vol. 31, Int. Absorption Heat Pump Conference ASME, 1993

- [34] Höhne, J.:  
Untersuchungen zum gekoppelten Stoff- und Wärmeübergang bei nicht adiabater Absorption im Film- und Blasenabsorber  
Diss. Universität Halle – Wittenberg, 1998
- [35] Altenkirch, E.:  
Reversible Wärmeerzeugung  
Techn. Phys. 1, S.77 – 85, 1920
- [36] Hebecker, D.; Herrmann, F.:  
Rauchgasauskühlung und Brennwertnutzung mit Hilfe von offenen Sorptionskreisprozessen,  
Energieanwendung Heft 4, 1990
- [37] Hebecker, D.:  
Einsatzmöglichkeiten von Sorptions-Wärmetransformationsprozessen  
Energieanwendung Heft 6, 1991
- [38] Hebecker, D.; Bittrich, P.:  
Energy and materials conversion with the help of regeneration an energy transformation,  
Int. J. Therm. Sci., Vol. 40, P. 316 – 328, 2001
- [39] Firmenbeschreibung Fa. Bronkhorst High – Tech B.V., Massendurchflußmesser und –regler für Gase
- [40] Firmenbeschreibung Fa. Endress & Hauser, Promag
- [41] Bittrich, P.; Hebecker, D.:  
Integration offener Absorptionskreisprozesse zur kombinierten Wärmenutzung und Entfeuchtung in technologischen Prozessen  
Chemie – Ingenieur – Technik (75), S. 576 – 580, Wiley – VCH Verlag, 2003
- [42] Bittrich, P.; Hebecker, D.:  
Classification and evaluation of heat transformation process  
Int. J. Therm. Sci., Vol. 38, P. 465 – 474, Elsevier 1999
- [43] Bergmann, T.  
Dynamisches Verhalten und Modellierung eines Sorptionswärmetransformators, Dissertation,  
Universität Halle – Wittenberg, 1999
- [44] Numrich, R.:  
Die partielle Kondensation eines Wasserdampf- Luftgemisches im senkrechten Rohr bei Drücken bis 21 bar, Diss. Univ.-GH Paderborn, 1987
- [45] UV vis Atlas, Verlag Chemie GmbH, 1986
- [46] Numrich, R.:  
Stoff- Wärme- und Impulsaustausch bei der Kondensation von Ein- und Mehrkomponentensystemen,  
Habil.-Schrift Univ.-GH Paderborn, 1994
- [47] Nesselmann, K.:  
Zur Theorie der Wärmetransformation  
Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens Konzern, S. 89 – 109, 1932
- [48] Niebergall, W.:  
Wärmeübergangsprobleme bei Rieselabsorbern mit gekühlten Übertragungsflächen  
Chemie – Ing. Techn., Heft 8, S. 555 – 566, 1963
- [49] Steinbrück, M.; Ektilah, I.:  
BHKW mit Hochtemperaturbrennwertnutzung und integrierter Kälteerzeugungsanlage  
Zwischenbericht Deutsche Bundesstiftung Umwelt, 1999



- [50] Pitzer, S.K.:  
Activity Coefficients in Electrolyte Solutions 2<sup>nd</sup> Edition, CRC Press, 1991
- [51] Weiß, S., Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden Bd. 8, Stoffdaten, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Stuttgart
- [52] Oakes, C.S.; Felmy A.R.; Sterner, S.M.:  
Thermodynamic Properties of aqueous calciumnitrate to the temperature 373 K including new enthalpy of dilution data  
J. Chem. Thermodynamics 32, S 29 – 54, 2000
- [53] Ewing, W.W.; Mikovsky, R. J.:  
Calcium Nitrate V  
J. Am. Chem. Soc., Vol. 72, P. 1390 – 1393, 1950
- [54] Helbing U., Würfel, R., Fratzscher W.:  
Vergleichende Untersuchungen zur nichtadiabaten Absorption im Film- und Blasen/Kolbenregime,  
Chemie-Ingenieur-Technik 71, S. 844 – 849, 1999
- [55] Brauer, H.:  
Strömung und Wärmeübergang bei Rieselfilmen. VDI Forschungsheft 457, VDI – Verlag, Düsseldorf 1956
- [56] Weiß, S., Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden Bd. 1, Wärmeübertrager, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Stuttgart
- [57] Reiter, L.:  
Wärmeübergang im gekühlten Gleichstromabsorber  
Studienarbeit am Fachbereich Ingenieurwissenschaften Abt. Energietechnik, Universität Halle – Wittenberg, 2005
- [58] Gmelins Handbuch der anorganischen Chemie, Bd. Ca Teil B, Verlag Chemie GmbH, 1956
- [59] Baehr, H.D., Stephan, K.:  
Wärme- und Stoffübertragung  
Springer Verlag 1998
- [60] Autorenkollektiv  
Lehrbuch der chemischen Verfahrenstechnik, Dt. Verlag für Grundstoffind., 1983
- [61] Kaita, Y.:  
Thermodynamics properties of lithium bromide – water solutions at high temperatures  
Int. J. Ref. Vol. 24, P 374 – 390, Elsevier 2001
- [62] Lee, H.; Koo, K.; Jeong, S.; Kim, J.; Li, H.; Oh, Y.; Park, D.; Baek, Y:  
Thermodynamic design data and performance evaluation of the water + lithium bromide + lithium iodide + lithium nitrate + lithium chloride system for absorption chiller  
Applied Thermal Energy Vol.20, P. 707 – 720, Pergamon 2000
- [63] Ambrus, J.H.; Moynihan, C.T.; Macedo, P.B.:  
The temperature dependence of viscosity and conductivity of concentrated aqueous calcium nitrate Solutions  
J. Electrochem. Soc. Vol. 119, P. 192, 1972
- [64] Mitrovic, J.:  
Wärmeübergang in Rieselfilmen an waagerechten Rohren, VDI Fortschrittsberichte Nr. 211, VDI Verlag, 1990
- [65] Mayinger, F.:  
Strömung und Wärmeübergang in Gas – Flüssigkeitsgemischen, Springer – Verlag, 1982

- [66] Köhler, J.:  
Wärme- und Stoffübertragung in Zweiphasenströmungen, Vieweg Verlag, 1996
- [67] Lockhart, R.W., Marinelli, R.C.:  
Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes  
Chem. Engineering Prog. 45, S. 39 – 48, 1949
- [68] Ahmad, S.Y.:  
Axial Distribution of bulk temperature and void fraction in a heated channel with inlet subcooling,  
J.Heat Transfer, 1970
- [69] Taitel, Y., Dukler, A.E.:  
Flow regime transitions for vertical upward gas – liquid flow: a preliminary approach through physical  
modelling, AIChE 10<sup>th</sup> Annual Meeting, New York, Session on Fundamental Research in Fluid  
Mechanics, 1977
- [70] Theissing, P.:  
Eine allgemeingültige Methode zur Berechnung des Reibungsdruckabfalls der Mehrphasenströmung  
Chemie – Ingenieur – Technik 52, S. 344 – 345, 1980
- [71] Beutler, A.S.; Feuerecker, G.R.; Alefeld, G.:  
A Hydroxid Mixture as Working Fluid for Absorption Heat Pumps, ASHRAE Transactions: Symposia  
1996, S.998 – 1009
- [72] Drögemüller, P.:  
Viskose Rieselfilme im waagerechten Rohrbündel – Strömungsformen, Wärmeübergang und  
mechanische Beeinflussung, Dissertation, Universität Bremen, 1998
- [73] Internetpräsenz des BMU
- [74] Bröcker, S.:  
Fluiderneuerungsmodell für den Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch im Wandbereich turbulenter  
Strömungen, Habilitation, Shaker Aachen, 1999
- [75] Armbruster, R.:  
Strömungsformen und Wärmeübergang an waagerechten, berieselten Rohren  
Diss., VDI Fortschrittsberichte 2001
- [76] Kreuzer, T.: Transportvorgänge bei adiabater und kondensierender Zweiphasenströmung im geneigten  
Rohr, Diss., Shaker Aachen, 2000
- [77] Unterlagen Firma Endress & Hauser, „Promass“
- [78] Unterlagen Firma Endress & Hauser, Messgerät rel. Luftfeuchte
- [79] Steinbrück, M. , Teichert, H.:  
Rückgewinnung von Abwärme aus Brüden mit Hilfe eines offenen Wärmetransformationsprozesses  
Abschlußbericht Deutsche Bundesstiftung Umwelt 11696, 1997
- [80] K. Thulukkanam  
Heat Exchanger Design Handbook  
CRC Press, 2000
- [81] Hobler, T.  
Mass Transfer and Absorbers  
Vol.6 Int. Monogs. Pergamon Press, 1966
- [82] Woronzow, E. G.  
Die minimale Reynoldszahl bei Rieselfilmapparaten  
Brennstoff Wärme Kraft 44 Nr. 5, 1992

- [83] Kafarow, W.W, L.I.Bejachman.:  
J. ang. Chem., S. 244-255, 1951
- [84] Hassdenteufel, W.:  
Wärmeübergang und Druckverlust bei Zweiphasenströmung  
Diss., Universität Stuttgart, 1982
- [85] Chisholm, D.:  
A Theoretical Basis for the Lockhart-Martinelli Correlation for Two Phase Flow  
Intern. J. of Heat Mass Transfer 10, S. 1767-1779, 1967
- [86] Yüksel, M.L.:  
Wärme- und Stoffübergang bei der nichtisothermen Absorption am Rieselfilm, VDI Fortschrittsberichte  
133, VDI Verlag, 1987
- [87] Saul, A.; Wagner, W.:  
International Equations for the saturation properties of ordinary water substance, J.Phys. Chem. Ref.  
Data 16, P. 893 – 901, 1987
- [88] Fratzscher W.; Picht, H.-P.:  
Stoffdaten und Kennwerte der Verfahrenstechnik, Dt. Verl. für Grundstoffind. 1993
- [89] Archer, D. G.; Wang, P.:  
Dielectric Constant of Water and Debye – Hückel Limiting Law Slopes  
J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 19, P. 371 – 411, 1990
- [90] Archer, D.G.:  
Journal of Physical and Chemical Reference Data 20 P. 509 – 555, 1991

## 8. Anhang

### 8.1. Stoffdaten

#### 8.1.1. Stoffdaten für flüssiges Wasser [88]

##### Dichte

Für die Berechnung der Dichte von flüssigem Wasser wurde mit Hilfe tabellierter Werte aus [88] durch eine Regressionsrechnung die folgende Gleichung erstellt.

$$\rho(t) = \sum_{i=0}^3 B_i \cdot t^i$$

Koeffizienten  $B_i$ :

i	$B_i$
0	9,998785E+02
1	4,674825E-02
2	-6,666841E-03
3	2,08042E-05

Die Gleichung gilt für Normaldruck und den Temperaturbereich von 0 °C bis 90 °C. Der mittlere relative Fehler beträgt 0,01 %.

##### Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität von Wasser wurde mittels folgender Gleichung auf Grundlage tabellierter Werte aus [88] ermittelt.

$$c_p(t) = \sum_{i=0}^6 C_i \cdot t^i$$

Koeffizienten  $C_i$ :

i	$C_i$
0	4,216986E+00
1	-3,62267E-03
2	1,40559E-04
3	3,12558E-06
4	4,37393E-08
5	3,39744E-10
6	1,1111E-12

Diese Gleichung gilt für Normaldruck und den Temperaturbereich von 0 °C bis 90 °C. Der mittlere relative Fehler beträgt 0,01 %.

## Dampfdruck

Der Sättigungsdampfdruck von reinem Wasser wird mit der Gleichung von Saul und Wagner [87] ermittelt.

$$p_s^{H_2O}(t) = p_{krit}^{H_2O} \cdot \exp \left( \left( \frac{T_{krit}^{H_2O}}{t + 273,15} \right) \cdot \left( A \cdot (H(t)) + B \cdot (H(t))^{1,5} + C \cdot (H(t))^3 + D \cdot (H(t))^{3,5} \dots \right) \right. \\ \left. \dots + E \cdot (H(t))^4 + F \cdot (H(t))^{7,5} \right)$$

mit

$$H(t) = 1 - \frac{t + 273,15}{T_{krit}^{H_2O}}$$

und den Koeffizienten:

A	-7,85823
B	1,83991
C	-11,7811
D	22,6705
E	-15,9393
F	1,77516

## Dynamische Viskosität

Für die Berechnung der Dichte von flüssigem Wasser wurde mit Hilfe tabellierter Werte aus [88] durch eine Regressionsrechnung die folgende Gleichung erstellt.

$$\eta(t) = \sum_{i=0}^4 D_i \cdot t^i$$

Koeffizienten  $D_i$ :

i	$D_i$
0	1,74791E-03
1	-5,2764E-05
2	9,30253E-07
3	-8,761655E-09
4	3,30128E-11

Die Gleichung gilt für Normaldruck und den Temperaturbereich von 0 °C bis 90 °C. Der mittlere relative Fehler beträgt 0,005 %.

### Wärmeleitfähigkeit

Die durch Regressionsrechnung der Werte in [88] erhaltene Berechnungsgleichung für den Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten ist im Temperaturbereich von 0 °C bis 90 °C gültig und weist einen mittleren relativen Fehler von 0,1 % auf.

$$\lambda(t) = \sum_{i=0}^2 E_i \cdot t^i$$

Koeffizienten  $E_i$ :

i	$E_i$
0	0,569236E+00
1	1,85864E-03
2	7,5010E-06

Die Gleichung gilt für Normaldruck und den Temperaturbereich von 0 °C bis 90 °C. Der mittlere relative Fehler beträgt 0,005 %.

### 8.1.2. Stoffdaten für wässrige Calciumnitratlösung [52, 53, 58, 89, 90]

#### Freie Enthalpie

Die spezifische, freie Enthalpie  $g$  lässt sich berechnen durch

$$g(\xi, t, p) = \frac{G(\xi, t, p)}{1000 + n \cdot M_{Ca(NO_3)_2}}$$

mit der freien Enthalpie  $G$

$$G(\xi, t, p) = n_{H_2O} \cdot g_{H_2O}(t, p)_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + n_{Ca(NO_3)_2} \cdot \mu_{Ca(NO_3)_2}(t, p) + \Delta G^{id}(\xi, t) + G^{ex}(\xi, t, p)$$

der für die Bestimmung von  $G$  notwendige Exzess – Anteil  $G^{ex}$  ist in komplizierter Weise von der Konzentration und der Temperatur der Lösung abhängig und kann mit Hilfe von [52] berechnet werden.

#### Entropie

Die spezifische Entropie  $s$  stellt die negative Ableitung der spezifischen, freien Enthalpie  $g$  nach der Temperatur dar.

$$s(\xi, t, p) = -\frac{\delta}{\delta t} g(\xi, t, p)$$

#### Enthalpie

Die spezifische Enthalpie lässt sich aus der spezifischen, freien Enthalpie und der spezifischen Entropie berechnen.

$$h(\xi, t, p) = g_{Ca(NO_3)_2}(\xi, t, p) + T \cdot s_{Ca(NO_3)_2}(\xi, t, p)$$

#### Aktivitätskoeffizient / Sättigungsdampfdruck

Aus dem Aktivitätskoeffizienten  $a$

$$a(\xi, t, p) = e^{\frac{-\phi \cdot 3 \cdot m}{55,5093}}$$

lässt sich durch Multiplikation mit dem Sättigungsdampfdruck reinen Wassers, der Dampfdruck über der Lösung in Abhängigkeit von Konzentration, Temperatur und Druck berechnen.

$$p_s^{Ca(NO_3)_2} = a(\xi, t, p) \cdot p_s^{H_2O}(t)$$

Die für die Berechnung der Funktion  $\phi$  benötigten komplizierten Hilfsfunktionen  $A_\phi$ ,  $B_\phi$  und  $C_\phi$  hängen sowohl von der Temperatur, als auch von der Ionenstärke ab und können [52] entnommen werden.

$$\phi = \frac{2}{3 \cdot m} \left( \frac{-A_\phi \cdot I^{\frac{3}{2}}}{1 + 1,2 \cdot I^{0,5}} + 2 \cdot m^2 \cdot (B_\phi + 4 \cdot m \cdot C_\phi) \right) + 1$$

### Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  stellt die Ableitung der spezifischen Enthalpie  $h$  nach der Temperatur dar.

$$c_p(\xi, t, p) = - \frac{\delta}{\delta t} h(\xi, t, p)_{\xi, p}$$

### Dichte

Die Dichte wässriger Calciumnitrat-Lösungen kann aus der Dichte reinen Wassers  $\rho_{H_2O}$  und der Funktion  $V_\phi$  berechnet werden

$$\rho(\xi, t, p) = \rho_{H_2O} \cdot \left( \frac{\xi \cdot M_{Ca(NO_3)_2}}{M_{Ca(NO_3)_2} (100 - \xi)} + 1 \right) / \left( V_\phi \cdot \rho_{H_2O} \cdot \frac{\xi}{M_{Ca(NO_3)_2} (100 - \xi)} + 1 \right)$$

Die für die Berechnung der Funktion  $V_\phi$  benötigten komplizierten Hilfsfunktionen  $A_V$ ,  $B_V$  und  $C_V$  hängen sowohl von der Temperatur, als auch von der Ionenstärke ab und können [52] entnommen werden.

### Dynamische Viskosität

Für die Berechnung der dynamischen Viskosität von wässrigen Calciumnitrat-Lösungen wurde mit Hilfe tabellierter Werte aus [58] durch eine Regressionsrechnung die folgende Gleichung erstellt.

$$\eta_{Ca(NO_3)_2}(\xi, t) = 10^{-6} \cdot 10^{\eta_A(t) \cdot \xi^3 + \eta_B(t) \cdot \xi^2 + \eta_C(t) \cdot \xi + \eta_D(t)}$$

Die Berechnung der Hilfsfunktionen  $\eta$  erfolgt mit Hilfe der in der Tabelle angegebenen Koeffizienten.

$$\eta_A(t) = \sum_{i=0}^2 A_i \cdot t^i$$

$$\eta_B(t) = \sum_{i=0}^2 B_i \cdot t^i$$

$$\eta_C(t) = \sum_{i=0}^2 C_i \cdot t^i$$

$$\eta_D(t) = \sum_{i=0}^2 D_i \cdot t^i$$



Koeffizienten  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ ,  $D_i$ :

i	$A_i$	$B_i$	$C_i$	$D_i$
0	11,47663	-3,25982	0,85514	3,23701
1	-0,04324	-0,02499175	0,0104202	-0,0135785
2	-0,0005654	0,00058926	-0,0000973	0,00006518

Die Gleichung gilt für Normaldruck und den Konzentrationsbereich von 0 bis 70,2 Ma % (bei 60 °C).

## 8.2. Messtechnik der Versuchsanlage „BHKW mit integrierter Kälteerzeugung“

Meßstelle	Beschreibung	Meßgerät
<b>Rauchgas:</b>		
TRWTE	Temperatur RG Wärmetauscher I Eingang	Thermoelement (L)
TRWT	Temperatur RG Wärmetauscher I Ausgang	Thermoelement (L)
TRWTA	Temperatur RG Wärmetauscher II Ausgang	Thermoelement (L)
TRAE	Temperatur RG Absorber Eingang	Thermoelement (L)
TRAA	Temperatur RG Absorber Eingang	Thermoelement (L)
FR	Volumenstrom RG Absorber Ausgang	Differenzdruckmeßsonde
ΔPR	Relativdruckmessung an mehreren Stellen und Messung des Druckverlustes bei der Durchströmung der Apparate (RWT, Absorber)	Differenzdruckmeßaufnehmer
QRE, QRA	Bestimmung der Feuchte sowie der Konzentration der Rauchgaskomponenten O <sub>2</sub> , CO und NO <sub>x</sub> am Ein- und Ausgang des Rauchgases	Kontinuierliche Feuchte- u. Rauchgasmeßtechnik mit zwei aufschaltbaren Probeentnahmen am Ein- und Austritt des Rauchgases
<b>Heizwasser:</b>		
THLWTE	Temperatur Lösungswärmetauscher Eingang (= Temp. Hzg. RL)	Pt100 (4Ltr.A)
THLWTA	Temperatur Lösungswärmetauscher Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
THRWTE	Temperatur Rauchgaswärmetauscher Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
THRWTA	Temperatur Rauchgaswärmetauscher Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
THKE	Temperatur Kondensator Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
THKA	Temperatur Kondensator Ausgang (VL)	Pt100 (4Ltr.A)
FH	Volumenstrom Heizwasser	Induktiver Durchflußmesser
<b>Wärmeträger:</b>		
TWRWTE	Temperatur WT Rauchgaswärmetauscher Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TWRWTA	Temperatur WT Rauchgaswärmetauscher Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
TWDE	Temperatur WT Desorber Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TWDA	Temperatur WT Desorber Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
FWD	Volumenstrom WT Desorber Eingang	Ovalradzähler
FWRWT	Volumenstrom WT Rauchgaswärmetauscher Eingang	Durchflußwächter mit Durchflußproportionalem Ausgangssignal

Meßstelle	Beschreibung	Meßgerät
<b>Lösung:</b>		
TLDE	Temperatur Lösung Desorber Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TLDA	Temperatur Lösung Desorber Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
TLPTA	Temperatur Lösung Phasentrenner Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
TLLWTE	Temperatur Lösung Lösungswärmetauscher Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TLLWTA	Temperatur Lösung Lösungswärmetauscher Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
TLAE	Temperatur Lösung Absorber Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TLAA	Temperatur Lösung Absorber Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
FML DML / TML	Lösungsmassenstrom der Mischlösung Dichte und Temperatur der Mischlösung => Konzentrationsbestimmung der Mischlösung	Coriolis-Massendurchflußmesser mit zusätzlichem Dichtesignalausgang
FLD	Lösungsvolumenstrom durch den Desorber	Induktiver Durchflußmesser
FLWT	Lösungsvolumenstrom durch den Lösungswärmetauscher	Induktiver Durchflußmesser
FLA	Lösungsvolumenstrom durch den Absorber	Induktiver Durchflußmesser
DAL / TAL DRL / TRL	Dichte und Temperatur der armen / reichen Lösung => Konzentrationsbestimmung der armen / reichen Lösung	Dichtesensor zur kontinuierlichen Dichtemessung (mit Temperatursignal) - umschaltbar für beide Meßstellen
QL1, QL2, QL3	Probenahme zur Analyse (pH, Redox) vor und nach dem Wäscher sowie nach der Neutralisation	Meßgerät zur diskontinuierlichen Bestimmung von pH-Wert und Redox-Pot.
L	Füllstandsmessung Absorbersumpf / Phasentrenner	Schwimmerniveaumeißwertgeber
<b>Dampf / Kondensat:</b>		Pt100 (4Ltr.A)
TDPTA	Temperatur Wasserdampf Phasentrenner Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
TDKE	Temperatur Wasserdampf Kondensator Eingang	Pt100 (4Ltr.A)
TKKA	Temperatur Kondensat Kondensator Ausgang	Pt100 (4Ltr.A)
FK	Volumenstrom Kondensat	Wälzkolbenzähler (Wasserruhr)
ΔPD	Relativdruckmessung im Kondensator und Messung der Druckdifferenz zwischen Kondensator (bzw. Phasentrenner) und Absorber (Sumpf)	Differenzdruckmeßaufnehmer
QK1, QK2	Analyse (pH, Redox) des Kondensates vor und nach der Neutralisation	siehe QL1 ... QL3

[21, 49]

**8.3. Messtechnik der Versuchsanlage „Gekühlter Gleichstromabsorber“**

Meßstellen Nr.	Meßstellenbezeichnung	Fühler	Beschreibung
00	T_Umg	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Umgebung
01	TRG_DüA	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. RG Befeuchtung Ausgang
02	TRG_HzA	NiCrNi	Temp. RG elektr. Heizung Ausgang
03	TRG_AbsE	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. RG Absorber Eingang
04	TRG_AbsA	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. RG Absorber Ausgang
05	TKWE	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Kühlwasser Absorber Eingang
06	TKWA	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Kühlwasser Absorber Ausgang
07	TLösE	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Lösung Absorber Eingang
08	TLösA	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Lösung Absorber Ausgang
09	TMisch	Pt100 (4Ltr.A)	Temp. Gemisch Lösung – RG nach Mischpunkt
10	TLös10	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 0 mm)
11	TLös11	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 80 mm)
12	TLös12	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 160 mm)
13	TLös13	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 240 mm)
14	TLös14	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 320 mm)
15	TLös15	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 0 mm, 45° radial versetzt)
16	TLös16	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 80 mm, 45° radial versetzt)
17	TLös17	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 160 mm, 45° radial versetzt)
18	TLös18	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 240 mm, 45° radial versetzt)
19	TLös19	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Lösung (Höhe = 320 mm, 45° radial versetzt)
20	TKW20	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber Eingang (L = 0 m)
21	TKW21	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 1 m)
22	TKW22	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 2 m)
23	TKW23	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 3 m)
24	TKW24	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 4 m)
25	TKW25	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 5 m)
26	TKW26	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 6 m)
27	TKW27	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 7 m)
28	TKW28	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 8 m)
29	TKW29	Th.Ele. NiCrNi	Temp. KW Absorber (L = 9 m)
30	TWLös1	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 80 mm)
31	TWLös2	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 160 mm)
32	TWLös3	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 240 mm)
33	TWLös4	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 320 mm)

34	TWLös5	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 80 mm, 45° radial versetzt)
35	TWLös6	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 160 mm, 45°radial versetzt)
36	TWLös7	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 240 mm, 45°radial versetzt)
37	TWLös8	Th.Ele. NiCrNi	Temp. Wand WS (Höhe = 320 mm, 45°radial versetzt)
39	FRG_Bronk	Laminarregler Fa. Bronkhorst.	Durchfluss RG Absorber Eingang (0 - 5 V;0-100m³/h i.N.)
41	FLösE	IDM „Promag“ DN 08 Fa. Endress & Hauser	Durchfluss Lösung Absorber Eingang 0 – 0,1 m³ / h
42	FKW	IDM „Promag“ DN15 Fa. Endress & Hauser	Durchfluss Kühlwasser Absorber 0 – 3,0 m³ / h
43	FLösA	Biegeschwinger „Promass“ DN08 Fa. Endress & Hauser	Massenstrom Lösung Absorber Ausgang 0 – 1000 kg / h
44	RhoLösA	Biegeschwinger „Promass“ DN08 Fa. Endress & Hauser	Dichte Lösung Absorber Ausgang 950-1750 kg / m³
45	xRGA	Feuchte Fa. Endress & Hauser	Relative Feuchte RG Absorber Ausgang 0 – 100 % r.F.
46	TRGA E&H	Feuchte Fa. Endress & Hauser	Temp. RG Absorber Ausgang -10 °C – 90 °C
47	pRGE	AbsBar	Druck RG Absorber Eingang 0 – 2,5 bar
48	F H2O DüE	IDM „Promag“ DN 08 Fa. Endress & Hauser	Durchfluss Wasser Befeuchtung Eingang 0 – 0,010 m³ / h

### 8.4. Bilanzen zur Simulation der Hochtemperaturbrennwertnutzung am BHKW

Nachfolgend wird auf die relevanten Gleichungen, die für die Berechnung eines Kondensators bzw. Absorbers in Anwesenheit von Inertgas notwendig sind, näher eingegangen. Grundsätzlich ist auf Grund der sich stark ändernden Prozessparameter eine abschnittsweise Berechnung des Apparates erforderlich. Werden Verluste an die Umgebung vernachlässigt, gilt für jeden Abschnitt die Energiebilanz:

$$\Delta \dot{H}_{KW}^j + \Delta \dot{H}_{L\ddot{o}s}^j + \Delta \dot{H}_{RG}^j = 0$$

mit den Enthalpieänderungen für das Kühlwasser ( $\dot{m}_{KW} = const.$ ), die Lösung und das feuchte Rauchgas:

$$\Delta \dot{H}_{KW}^j = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p_{KW}}(\bar{t}_{KW}) \cdot (t_{KW}^j - t_{KW}^{j-1})$$

$$\Delta \dot{H}_{L\ddot{o}s}^j = \dot{m}_{L\ddot{o}s}^j \cdot h_{L\ddot{o}s}^j(\xi_{L\ddot{o}s}^j; t_{L\ddot{o}s}^j) - \dot{m}_{L\ddot{o}s}^{j-1} \cdot h_{L\ddot{o}s}^{j-1}(\xi_{L\ddot{o}s}^{j-1}; t_{L\ddot{o}s}^{j-1})$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{H}_{RG}^j &= \dot{m}_{RG,tr} \cdot c_{p_{RG,tr}}(\bar{t}_{RG}^j) \cdot t_{RG}^j + \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^j \cdot (\Delta_{lv}h + c_{p_{WD}}(t_{RG}^j) \cdot t_{RG}^j) - \\ &(\dot{m}_{RG,tr} \cdot c_{p_{RG,tr}}(\bar{t}_{RG}^{j-1}) \cdot t_{RG}^{j-1} + \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^{j-1} \cdot (\Delta_{lv}h + c_{p_{WD}}(\bar{t}_{RG}^{j-1}) \cdot t_{RG}^{j-1})) \end{aligned}$$

Der übergehende Massenstrom an Wasser ist der Änderung der Feuchtebelastungen am Ein- und Austritt des jeweiligen Höhenabschnitts gleich:

$$\Delta \dot{m}_{WD}^j = \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^j - \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^{j-1} = \dot{m}_{RG,tr} \cdot (x_{RG}^j - x_{RG}^{j-1})$$

Mit  $\dot{m}_{RG,tr} = const.$  lautet die Massenbilanz eines Abschnittes<sup>2</sup>:

$$\dot{m}_{L\ddot{o}s}^j + \dot{m}_{RG,tr} + \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^j = \dot{m}_{L\ddot{o}s}^{j-1} + \dot{m}_{RG,tr} + \dot{m}_{RG,tr} \cdot x_{RG}^{j-1}$$

Darüberhinaus gelten in jedem Abschnitt die Komponentenbilanz für Salz:

$$\dot{m}_{L\ddot{o}s}^j \cdot \xi_{L\ddot{o}s}^j = \dot{m}_{L\ddot{o}s}^{j-1} \cdot \xi_{L\ddot{o}s}^{j-1}$$

und Wasser:

$$\dot{m}_{L\ddot{o}s}^j \cdot (1 - \xi_{L\ddot{o}s}^j) = \dot{m}_{L\ddot{o}s}^{j-1} \cdot (1 - \xi_{L\ddot{o}s}^{j-1})$$

<sup>2</sup> Bei der Absorption ist im Allgemeinen  $\Delta \dot{m}_{L\ddot{o}s}^j \gg \dot{m}_{RG,tr} (x_{WD}^j - x_{WD}^{j-1})$  so dass näherungsweise gilt:  $\dot{m}_{L\ddot{o}s} = const.$

**Zur Person** Matthias Steinbrück  
 Diplom-Ingenieur für Verfahrenstechnik  
 Geboren am 16.08.1970 in Dresden  
 Verheiratet, 3 Kinder

**Berufstätigkeit / Ausbildung**

z. Zt.	Sachverständiger Dampf- u. Drucktechnik TÜV Thüringen e.V. Abt. Energietechnik
04/05 – 04/11	Leiter F & E MIWE Ökokälte GmbH, Arnstein / Meiningen
01/01 – 03/05	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, Zentrum für Ingenieurwissenschaften, Institut für Umwelttechnik, Abteilung Energietechnik
03/96 – 12/00	Wissenschaftlicher Hilfskraft Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, Fachbereich Ingenieurwissenschaft, Institut für Thermodynamik, Strömungsmechanik und Energietechnik
09/90 – 02/96	Studium der Verfahrenstechnik Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg
02/90 – 08/90	Zivildienst
09/89 – 01/90	Wehrdienst
09/77 – 07/89	Polytechnische / Erweiterte Oberschule Belzig, Abschluss Abitur

## **Eidesstattliche Erklärung**

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, keine anderen als die von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt und die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.



M.Steinbrück

20.02.2015