

# **Untersuchung des thermohydraulischen Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten**

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität  
Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von  
**Bernd Bierling**  
aus Stuttgart

Hauptberichter: apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Jörg Starflinger

Tag der mündlichen Prüfung: 22. März 2019

Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung  
der Universität Stuttgart

2019



*Meiner Frau Caren  
und meinem Sohn Samuel  
gewidmet*



---

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart.\*

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Klaus Spindler gilt für die Betreuung meiner Arbeit sowie die wertvollen fachlichen Diskussionen ein besonderer Dank. Herrn Prof. Jörg Starflinger vom IKE der Universität Stuttgart danke ich für die Übernahme und Anfertigung des Mitberichts. Bei beiden Herren möchte ich mich zudem herzlich für die schnelle Durchsicht und Beurteilung meiner Arbeit bedanken.

Bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts bedanke ich mich für die sehr gute Zusammenarbeit und Arbeitsatmosphäre. Insbesondere bedanke ich mich bei Fabian Schmid für seine ständige Hilfs- und Diskussionsbereitschaft sowie das Korrekturlesen dieser Arbeit. Ebenfalls danken möchte ich Ursina Oechsle und Nico Mirl für die Durchsicht dieser Arbeit sowie Norbert Flosdorff für die sorgfältige Anfertigung wichtiger Prüfstandskomponenten.

Des Weiteren bedanke ich mich bei allen Studierenden, die mich durch Diplom- und Masterarbeiten, Studien- und Bachelorarbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte unterstützt haben. Hervorzuheben sind Johannes Brunder, Joris Nettelstroth und Stefan Winkelmann.

Sehr dankbar bin ich meinen Eltern, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg stets unterstützt und gefördert haben.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Caren. Ohne das bedingungslose Verständnis, den großen Rückhalt im Alltag und die tolle Unterstützung wäre das Gelingen meiner Promotion nicht möglich gewesen.

Stuttgart, April 2019

Bernd Bierling

---

\* Am 01.07.2018 wurden das Institut für Gebäudeenergetik (IGE), das Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) mit seinem Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) sowie das Institut für Energiespeicherung (IES) zum Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) zusammengeführt.



## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das thermohydraulische Förderverhalten einer zweiphasigen Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten untersucht.

Grundlage für die experimentellen Untersuchungen ist ein Prüfstand, der konstante Versuchsbedingungen bietet. Dies wird durch die kontinuierliche Messung des Dampf- bzw. Kondensatmassenstroms, die Vorwärmung des Arbeitsmediums auf nahe Siedetemperatur sowie die strömungsoptimierte Gestaltung des Reservoirs und des Förderrohreinlaufs erreicht. Der Einfluss der relativen Heizlänge auf die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe wird untersucht, indem ein vertikales Förderrohr punktuell, teilflächig und flächig beheizt wird. Als Arbeitsmedium wird demineralisiertes Wasser verwendet. Der Prüfstand ist zur Umgebung hin offen. Nahezu über den gesamten untersuchten Bereich gilt: Je kleiner die relative Heizlänge, desto höher ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom. Bei punktueller Beheizung weist die Förderkennlinie einen untypischen Verlauf mit einem lokalen und absoluten Maximum auf.

Das instationäre Förderverhalten der Thermosiphonpumpe bei punktueller Beheizung wird messtechnisch untersucht. Ein Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Messung der Strömungsgeschwindigkeit des flüssigen Arbeitsmediums in der horizontalen Zulaufstrecke zur Quantifizierung des instationären Strömungsverhaltens. Eine Frequenzanalyse des gemessenen statischen Druckes in der horizontalen Zulaufstrecke gibt Aufschluss über die Periodizität des instationären Strömungsverhaltens. Ebenfalls werden durch die Ermittlung der Strömungsform im Förderrohr Rückschlüsse auf das Förderverhalten sowie die Förderfähigkeit gezogen. Durch das instationäre Förderverhalten treten Strömungen entgegen der eigentlichen Förderrichtung auf. Mit dem Ziel der Verminderung bzw. Verhinderung dieser Rückströmungen wird der Einbau diverser Düsen und Venturirohre sowie eines Rückschlagventils in der horizontalen Zulaufstrecke untersucht. Die Messergebnisse zeigen, dass das Förderverhältnis durch diese Rohreinbauten in der Zulaufstrecke gesteigert werden kann.

Aus den Erkenntnissen der Untersuchungen hinsichtlich der Beheizungsart und der Verminderung der Rückströmungen geht ein neues Beheizungskonzept für Diffusions-Absorptionskältemaschinen (DAKMs) in Form eines Plattenwärmeübertragers mit nachgeschaltetem Förderrohr hervor. Dies ermöglicht neben einer kompakten Bauweise sowie der Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung zur Nutzung verschiedener Wärmequellen die Beheizung der Thermosiphonpumpe bei niedrigen Temperaturen. Zudem wird ein hohes Förderverhältnis im Vergleich zu herkömmlich angetriebenen DAKMs erreicht.

## Abstract

In this work, the thermohydraulic pumping behavior of a two-phase bubble pump using different heating types is investigated.

The basis is a test rig that offers constant test conditions. This is achieved by continuously measuring the vapor mass flow rate, preheating the working fluid to near boiling temperature and optimizing the design of the reservoir and the lift tube inlet. The influence of the relative heating length on the pumping performance of the bubble pump at spot heating, partial-length heating and full-length heating is investigated using a vertical lift tube. The working fluid is demineralized water. Almost over the entire range, the following applies: the lower the relative heating length, the higher the lifted liquid mass flow rate. However, the characteristic curve of the pumping performance for spot heating is atypical.

The transient pumping behavior of the bubble pump at spot-heating is investigated by measurement. One focus of this work lies in the measurement of the flow velocity of the liquid working fluid in the horizontal preheating section before the lift tube. The aim is to quantify the transient flow behavior. A frequency analysis of the measured static pressure in the horizontal inlet section provides information about the periodicity of the transient flow behavior. By determining the flow regime in the lift tube, conclusions about the pumping behavior and performance can be drawn. Due to the transient pumping behavior, the working fluid flows also against the main pumping direction. With the aim of reducing or preventing this return flow, the installation of various nozzles and Venturi tubes as well as a check valve in the horizontal inlet section is investigated. The measurement results show that the pumping performance can be increased by these tube installations in the horizontal inlet section.

A new heating concept for diffusion absorption chillers is developed on the basis of the measurement results regarding the heating type as well as the reduction of the return flow. The new heating concept consists of a plate heat exchanger and a following vertical lift tube which enables a compact chiller design. The new heating concept also leads to low heating temperatures for the heating of the bubble pump due to the decoupling of the supplied heat transfer area and the lift tube which allows the use of different heat sources. In addition, a high pumping performance is reached in comparison to conventionally driven diffusion absorption chillers.



---

## Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>I</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>III</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Grundprinzip der zweiphasigen Thermosiphonpumpe .....	2
1.2 Stand des Wissens.....	4
1.2.1 Experimentelle Untersuchungen.....	4
1.2.2 Theoretische Untersuchungen.....	6
1.3 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit.....	8
<b>2 Grundlagen der Zweiphasenströmung</b> .....	<b>11</b>
2.1 Grundgleichungen .....	11
2.2 Strömungsformen im vertikalen Rohr .....	13
<b>3 Aufbau des Thermosiphonprüfstands</b> .....	<b>15</b>
3.1 Optimierung des Thermosiphonprüfstands .....	18
3.1.1 Kontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms .....	18
3.1.2 Vorwärmung des Arbeitsmediums.....	19
3.1.3 Konstruktive Gestaltung des Reservoirs.....	20
3.1.4 Strömungsoptimierte Gestaltung des Förderrohreinlaufs .....	22
3.2 Messtechnik und –abweichung .....	23
3.2.1 Temperaturen .....	23
3.2.2 Drücke .....	23
3.2.3 Massenströme .....	24
3.2.4 Heizleistung .....	24
<b>4 Einfluss der Beheizungsart auf die Förderfähigkeit</b> .....	<b>25</b>
4.1 Heterogenes Strömungsmodell .....	27
4.1.1 Impulsbilanz.....	28

---

4.1.2	Förderkennlinienverlauf .....	32
4.2	Experimentelle Untersuchung der Förderfähigkeit .....	35
4.2.1	Messergebnisse und Förderkennlinien .....	37
4.2.2	Reproduzierbarkeit der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung .....	40
4.3	Fazit zum Einfluss der Beheizungsart auf die Förderfähigkeit .....	42
<b>5</b>	<b>Ermittlung der Strömungsform im Förderrohr .....</b>	<b>43</b>
5.1	Strömungsformenkarte .....	43
5.2	Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Zweiphasenströmung .....	46
5.3	Fazit zur Ermittlung der Strömungsform .....	51
<b>6</b>	<b>Analyse des instationären Strömungsverhaltens .....</b>	<b>53</b>
6.1	Messung der Strömungsgeschwindigkeit .....	53
6.1.1	Grundlagen der Geschwindigkeitsmessung mittels Prandtl-Rohr .....	55
6.1.2	Randbedingungen der Geschwindigkeitsmessung mittels Prandtl-Rohr .....	57
6.1.3	Kalibrierung des Prandtl-Rohres inklusive Drucksensor .....	58
6.1.4	Ergebnisse der Geschwindigkeitsmessung .....	60
6.1.5	Validierung der Geschwindigkeitsmessung .....	63
6.1.6	Fazit der Geschwindigkeitsmessung .....	65
6.2	Frequenzanalyse des statischen Druckes .....	65
6.2.1	Fourier-Transformation .....	66
6.2.2	Randbedingungen zur Frequenzanalyse des statischen Druckes .....	66
6.2.3	Ergebnisse der Frequenzanalyse .....	67
6.2.4	Fazit der Frequenzanalyse .....	72
<b>7</b>	<b>Einfluss von Rohreinbauten auf die Förderfähigkeit .....</b>	<b>73</b>
7.1	Auslegung der Rohreinbauten .....	73
7.1.1	Druckverlustberechnung .....	74
7.1.2	Eingesetzte Düsen und Venturirohre .....	76
7.1.3	Eingesetztes Rückschlagventil .....	78
7.2	Messergebnisse mit Düsen .....	78
7.2.1	Einfluss des Düsenwinkels und -austrittsdurchmessers .....	80
7.2.2	Temperaturen in der Zulaufstrecke mit und ohne Düse .....	81
7.2.3	Strömungsgeschwindigkeit mit und ohne Düse .....	83
7.3	Messergebnisse mit Venturirohren und Rückschlagventil .....	86
7.4	Fazit zum Einfluss von Rohreinbauten auf die Förderfähigkeit .....	88

---

---

<b>8</b>	<b>Entwicklung einer Thermosiphonpumpeneinheit für DAKMs</b>	<b>91</b>
8.1	Die DAKM als Gegenstand der Forschung	91
8.1.1	Die direkt solarthermisch beheizte DAKM	91
8.1.2	Über einen externen Heizkreislauf beheizte DAKMs	93
8.2	Beschreibung und Vorteile des neuen Beheizungskonzeptes	93
8.3	Einbindung in den Thermosiphonprüfstand	94
8.3.1	Messtechnik und –abweichung	96
8.3.2	PWÜ-Konfigurationen und Versuchsbedingungen	96
8.4	Messergebnisse	99
8.4.1	Vergleich mit punktueller und flächiger Beheizung	100
8.4.2	Vergleich mit flächiger Beheizung mittels DWÜ	101
8.5	Fazit zum neuen Beheizungskonzept	102
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>103</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>107</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>113</b>
A.1	Vergleich von Berechnungsmodellen	113
A.2	Laborprüfstand	114
A.3	Berechnung des Reibungsdruckverlustes in der Zulaufstrecke	114
A.4	Reproduzierbarkeit der Messwerte bei punktueller Beheizung	116
A.4.1	Korrekturfaktoren zur Berechnung der Vertrauensgrenzen	116
A.4.2	Interpolation der Messwerte bei punktueller Beheizung	116
A.5	Hochgeschwindigkeitsaufnahmen	117
A.6	Messung der Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufstrecke	118
A.6.1	Auswahl eines geeigneten Messverfahrens	118
A.6.2	Messergebnisse zur Kalibrierung des Prandtl-Rohres	119
A.6.3	Geschwindigkeitsverläufe in der Zulaufstrecke	120
A.7	Frequenzanalyse	121
A.7.1	Zeit und Frequenzbereich von Messpunkt B2.2 <sub>FFT</sub> und C2 <sub>FFT</sub>	121
A.7.2	Dauer der Flüssigkeitsförderung am Förderrohr Austritt	122
A.8	Einfluss von Rohreinbauten in der Zulaufstrecke	122
A.8.1	Widerstandsbeiwert bei stetiger Querschnittserweiterung	122
A.8.2	Förderkennlinien und Reproduzierbarkeit bei Düse „Dü-20-5“	123
A.8.3	Variation des Förderrohrinnendurchmessers bei eingebauter Düse	124
A.8.4	Temperaturen in der Zulaufstrecke bei Rohreinbauten	125

---

A.9	Neue Beheizungskonzept für thermisch angetriebene DAKMs.....	126
A.9.1	Prozessschema der DAKM mit neuem Beheizungskonzept .....	126
A.9.2	Kollektorkennlinien.....	127
A.9.3	Übergang zwischen PWÜ und Förderrohr.....	128
A.9.4	Förderkennlinien und Reproduzierbarkeit bei verschiedener Plattenstruktur ...	128
A.9.5	Weitere untersuchte PWÜ-Konfigurationen.....	130
A.10	Übersicht aller Messgeräte und -unsicherheiten .....	131

## Nomenklatur

### Lateinische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Erläuterung</i>	<i>Einheit</i>
$A$	Fläche	$m^2$
$B$	Breite	$m$
$B^*$	Koeffizient zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators	–
$D$	Durchmesser	$m$
$F$	Massenstromverhältnis	–
$\Delta H$	Höhe	$m$
$L$	Länge	$m$
$M$	Masse	$kg$
$\dot{M}$	Massenstrom	$kg\ h^{-1}$
$\bar{M}$	Über die Geschwindigkeit $\bar{w}$ ermittelter Massenstrom	$kg\ h^{-1}$
$P$	Leistung	$W$
$P^*$	Statistische Sicherheit	%
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$W$
$Re$	Reynolds-Zahl	–
$S$	Schlupf	–
$T$	Periodendauer	$s$
$T$	Thermodynamische Temperatur	$K$
$U$	Spannung	$V$
$V$	Volumen	$m^3$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$m^3\ h^{-1}$
$V^*$	Vertrauensgrenze	–

<i>Symbol</i>	<i>Erläuterung</i>	<i>Einheit</i>
$b_M$	Massebezogenes Förderverhältnis	–
$b_V$	Volumetrisches Förderverhältnis	–
$c_p$	Isobare spezifische Wärmekapazität	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
$f$	Frequenz	$Hz$
$g$	Erdbeschleunigung	$m\ s^{-2}$
$h$	Spezifische Enthalpie	$J\ kg^{-1}$
$h'$	Spezifische Enthalpie von gerade siedendem Wasser	$J\ kg^{-1}$
$h''$	Spezifische Enthalpie von trocken gesättigtem Wasserdampf	$J\ kg^{-1}$
$\Delta h_v$	Verdampfungsenthalpie	$J\ kg^{-1}$
$j$	Leerrohrgeschwindigkeit	$m\ s^{-1}$
$k$	Rauigkeit	$mm$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$m$	Steigung	–
$\dot{m}$	Massenstromdichte	$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
$n$	Anzahl	–
$n^*$	Exponent zur Geschwindigkeitsberechnung	–
$p$	Druck	$bar$
$\Delta p$	Differenzdruck	$bar$
$\Delta p_{Verl}$	Druckverlust	$bar$
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$W\ m^{-2}$
$r$	Radius	$m$
$s$	Abstand	$m$
$s$	Streuung	–
$t$	Zeit	$s$
$t_0$	Startzeit	$s$
$\Delta t$	Zeitdauer bzw. –intervall	$s$
$w$	Geschwindigkeit	$m\ s^{-1}$
$\bar{w}$	Zeitlich gemittelte Geschwindigkeit	$m\ s^{-1}$
$x$	Messwert	–
$x$	Massendampfgehalt	–

<i>Symbol</i>	<i>Erläuterung</i>	<i>Einheit</i>
$\dot{x}$	Strömungsmassendampfgehalt (kurz: Strömungsdampfgehalt)	–

## Griechische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Erläuterung</i>	<i>Einheit</i>
$\alpha$	Düsenwinkel	°
$\beta$	Öffnungswinkel des Diffusors	°
$\gamma$	Neigungswinkel des Förderrohres zur Horizontalen	°
$\gamma^*$	Neigungswinkel des Solarkollektors zur Horizontalen	°
$\varepsilon$	Volumetrischer Dampfgehalt	–
$\dot{\varepsilon}$	Volumetrischer Strömungsdampfgehalt	–
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	–
$\zeta'$	Widerstandsbeiwert bei stetiger Querschnittserweiterung	–
$\eta$	Dynamische Viskosität	$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\Delta\vartheta_{m,log}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
$\lambda$	Rohrreibungszahl	–
$\nu$	Kinematische Viskosität	$m^2\ s^{-1}$
$\pi$	Kreiszahl ( $\pi = 3,14159$ )	–
$\rho$	Dichte	$kg\ m^{-3}$
$\rho'$	Dichte von gerade siedendem Wasser	$kg\ m^{-3}$
$\rho''$	Dichte von trocken gesättigtem Wasserdampf	$kg\ m^{-3}$
$\sigma$	Oberflächenspannung	$N\ m^{-1}$
$\varphi$	Relative Heizlänge	–
$\phi$	Prägewinkel	°
$\phi^2$	Zweiphasenmultiplikator	–
$\Gamma$	Koeffizient zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators	–

---

**Indizes**

---

<i>Index</i>	<i>Erläuterung</i>
<i>2ph</i>	Zweiphasig
<i>A1 – B2.2</i>	Mess- bzw. Validierungspunkt
<i>AM</i>	Arbeitsmedium
<i>B</i>	Beschleunigung
<i>Band</i>	Heizband
<i>Block</i>	Kupferblock mit integrierten Heizpatronen
<i>Dü</i>	Düse
<i>DWÜ</i>	Doppelrohrwärmeübertrager
<i>Diff</i>	Differenz
<i>Eigen</i>	Eigen(frequenz)
<i>E</i>	Einlaufstrecke bzw. Einlauf
<i>FFT</i>	Fast-Fourier-Transformation
<i>Förder</i>	Förderung
<i>FR</i>	Förderrohr
<i>G</i>	Gravitation
<i>Heiz</i>	Beheizung mittels Heizelement
<i>HF</i>	Hauptfrequenz
<i>HGA</i>	Hochgeschwindigkeitsaufnahme
<i>HGK</i>	Hochgeschwindigkeitskamera
<i>HP</i>	Heizpatrone
<i>HS</i>	Heizschnur
<i>Mess</i>	Messung bzw. Messbereich
<i>NP</i>	Nullpunkt
<i>OF</i>	Oberfläche
<i>PFA</i>	Perfluoralkoxylalkan (Kunststoff)
<i>PR</i>	Prandtl-Rohr
<i>PS</i>	Prandtl-Sonde
<i>PWÜ</i>	Plattenwärmeübertrager



---

<i>Index</i>	<i>Erläuterung</i>
<i>QE</i>	Querschnittserweiterung
<i>QV</i>	Querschnittsverengung
<i>R</i>	Reibung
<i>Red</i>	Reduktion
<i>Res</i>	Reservoir
<i>S</i>	Siedepunkt
<i>SF</i>	Strömungsform
<i>SS</i>	Stillstand
<i>Soll</i>	Sollwert
<i>Uml</i>	Umlenkung
<i>ÜG</i>	Übergang
<i>Verd</i>	Verdampfung
<i>Verl</i>	Verlust
<i>VG</i>	Vertrauensgrenze
<i>VR</i>	Venturirohr
<i>VW</i>	Vorwärmung
<i>Wendel</i>	Heizwendel
<i>WLP</i>	Wärmeleitpaste
<i>WÜ</i>	Wärmeübertragung
<i>ZS</i>	Zulaufstrecke
<i>a</i>	Außen
<i>ab</i>	Abwärts
<i>amb</i>	Umgebung
<i>auf</i>	Aufwärts
<i>aus</i>	Austritt bzw. austretend
<i>ausström</i>	Ausströmen
<i>d</i>	Dampfförmig
<i>dyn</i>	Dynamisch
<i>ein</i>	Eintritt bzw. eintretend
<i>el</i>	Elektrisch

---

---

<i>Index</i>	<i>Erläuterung</i>
<i>ext</i>	Extern
<i>f</i>	Flächig
<i>fl</i>	Flüssig
<i>ges</i>	Gesamt
<i>hor</i>	Horizontal
<i>hydr</i>	Hydrostatisch
<i>i</i>	Laufindex
<i>i</i>	Innen
<i>int</i>	Intern
<i>krit</i>	Kritisch
<i>lam</i>	Laminar
<i>m</i>	Gemittelt (örtlich)
<i>max</i>	Maximal bzw. Maximum
<i>min</i>	Minimal bzw. Minimum
<i>n</i>	Koeffizient in Gleichung 6-4
<i>n</i>	Anzahl
<i>nDü</i>	Nach der Düse
<i>neg</i>	Negativ
<i>oA</i>	Optische Auswertung
<i>oE</i>	Ohne Einbauten
<i>p</i>	Punktuell
<i>pos</i>	Positiv
<i>quer</i>	Quer zur Strömungsrichtung
<i>rel</i>	Relativ
<i>stat</i>	Statisch
<i>stationär</i>	Stationär
<i>stet</i>	Stetig
<i>tf</i>	Teilflächig
<i>turb</i>	Turbulent
<i>ver</i>	Vertikal

---

---

<i>Index</i>	<i>Erläuterung</i>
<i>vDü</i>	Vor der Düse
<i>zu</i>	Zugeführt

---

## Abkürzungen

---

<i>Abkürzung</i>	<i>Erläuterung</i>
A1 – C4	Mess- bzw. Validierungspunkt
ab	Abwärts
arithm	Arithmetisch
auf	Aufwärts
AVK	Absorbervorkühler
berech	Berechnet
CAD	Computer-Aided Design
Cr	Chrom
Cu	Kupfer
DAKM	Diffusions-Absorptionskältemaschine
DFT	Diskrete-Fourier-Transformation
Dü	Düse
DWÜ	Doppelrohrwärmeübertrager
EES	Engineering Equation Solver
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FR	Förderrohr
Freq	Frequenz
gemess	Gemessen
GWÜ	Gaswärmeübertrager
HGK	Hochgeschwindigkeitskamera
IGTE	Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
konst	Konstant

---

---

<i>Abkürzung</i>	<i>Erläuterung</i>
KVK	Kondensatvorkühler
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
MID	Magnetisch-induktives Durchflussmessgerät
MW	Mittelwert
Ni	Nickel
oE	Ohne Einbauten
opt	Optisch
PFA	Perfluoralkoxylalkan (Kunststoff)
PIV	Particle Image Velocimetry
PWÜ	Plattenwärmeübertrager
RSV	Rückschlagventil
VR	Venturirohr

## 1 Einleitung

Bereits im Jahr 1819 fand das Thermosiphonprinzip zur Förderung von Flüssigkeit in Kaffee-Perkolatoren Anwendung. LAURENS integrierte erstmals einen vertikalen Innenzylinder in einen Kaffee-Perkolator [1], in dem heißes Wasser portionsweise emporsteigt und im oberen Teil auf das Mahlgut trifft. GOODRICH patentierte im Jahr 1889 den Kaffee-Perkolator [2]. Die Auftriebskraft des Dampfes durch Eigenverdampfung wird genutzt, um das kochende Wasser durch ein vertikales Rohr in den oberen Teil der Kaffeemaschine zu fördern. Heutzutage werden überwiegend Dampfdruckperkolatoren, die nicht nach dem Thermosiphonprinzip arbeiten, eingesetzt. Eine Kaffeemaschine, die nach dem Thermosiphonprinzip arbeitet und bis heute große Beliebtheit erfährt, ist die elektrisch beheizte Filterkaffeemaschine. Sie wurde im Jahr 1954 von WIDMANN patentiert [3]. Im Jahr 2017 betrug der Marktanteil an Filterkaffee in Deutschland 65,7 % [4].

Generell unterscheiden sich Thermosiphonpumpen zwischen Einphasen- und Zweiphasensystemen. Beide Systeme basieren auf Dichteänderungen. In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich die zweiphasige Thermosiphonpumpe betrachtet, bei der Flüssigkeit durch Eigenverdampfung gefördert wird. Die zuvor beschriebenen Vorgänge werden dem *zweiphasigen Thermosiphonprinzip bei Einstoffsystemen mittels Eigenverdampfung* zugeordnet.

Das zweiphasige Thermosiphonprinzip mit einem Reinstoff als Arbeitsmedium (Einstoffsystem) kommt ebenfalls in Naturumlaufverdampfern zur Anwendung. Haupteinsatzgebiet von Naturumlaufverdampfern ist die Verfahrenstechnik bzw. chemische Industrie [5, 6]. 70 % aller Verdampfungsprozesse in der chemischen Industrie finden durch das Naturumlaufprinzip statt [7]. Naturumlaufverdampfer finden überwiegend als Sumpfheizung von Rektifikationskolonnen Anwendung. Als Verdampfer, in dem die partielle Verdampfung des flüssigen Arbeitsmediums stattfindet, kommen hauptsächlich Rohrbündelwärmeübertrager zum Einsatz [8].

Ein weiteres Einsatzgebiet von Naturumlaufverdampfern sind Dampfkesselanlagen bzw. Dampferzeuger in Kraftwerken [9]. Vorteile von Naturumlaufverdampfern sind eine hohe Wärmeübertragung, ein breiter Einsatzbereich hinsichtlich Betriebsdrücken und -temperaturen, eine geringe Neigung für Verschmutzung (Fouling), ein pumpenloser, leiser und zuverlässiger Betrieb sowie geringe Investitions- und Betriebskosten aufgrund eines einfachen Aufbaus [5, 7, 10].

Spezielle Bauarten, die auf dem zweiphasigen Naturumlaufprinzip beruhen, sind Naturumlaufverdampfer mit einem in sich geschlossenen Kreislauf sowie schwerkraftbetriebene Wärmehohre. Anwendungs- bzw. aktuelle Forschungsgebiete sind beispielsweise Notkühlsysteme in Kernreaktoren [11], die Kühlung elektronischer Geräte, Geothermieanlagen und Solaranlagen [12, 13].

Das *zweiphasige Thermosiphonprinzip bei Mehrstoffsystemen mittels Eigenverdampfung* ist ebenfalls weit verbreitet. Ein wichtiges Einsatzgebiet ist die Diffusions-Absorptionskältemaschine (DAKM). Die DAKM gehört zur Gruppe der thermisch angetriebenen Absorptionskältemaschinen. Der Diffusions-Absorptionsprozess wurde von VON PLATEN UND MUNTERS im Jahr 1924 patentiert [14], wobei der Einsatz der Thermosiphonpumpe zum Antrieb des Prozesses jedoch auf ALTENKIRCH zurückzuführen ist [15, 16]. Das am häufigsten eingesetzte Stoffpaar in DAKMs ist Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel. Als Hilfgas kommt entweder Helium oder Wasserstoff zum Einsatz. Durch zugeführte Wärme fördert die Thermosiphonpumpe aufgrund von erzeugten Kältemitteldampfblasen flüssige Lösung in einem vertikalen Förderrohr nach oben und treibt den Prozess an. Gleichzeitig fungiert die Thermosiphonpumpe als Austreiber der DAKM.

Im gewerblichen Bereich sind Systeme, die auf dem Diffusions-Absorptionsprozess beruhen, als Minibars in Hotelzimmern oder als Kühlschränke in Wohnwagen weit verbreitet. Der marktführende Hersteller Dometic verkaufte bis zum Jahr 2011 mehr als zehn Millionen Kühlschränke, die auf dem Diffusions-Absorptionsprozess basieren [17]. Der für den Prozess erforderliche Wärmestrom wird entweder über einen Gasbrenner oder elektrisch über eine Heizpatrone teilflächig im unteren Drittel des Förderrohres zugeführt. Durch den Einsatz der Thermosiphonpumpe bietet sich der große Vorteil der geräuscharmen Kälteerzeugung.

Der Diffusions-Absorptionsprozess ist auch Gegenstand der Forschung. Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) wurde eine direkt solarthermisch beheizte DAKM mit einer Kälteleistung von ca. 400 W entwickelt [15, 18]. Die Förderrohre werden dabei flächig beheizt, da die Thermosiphonpumpe direkt in einen Solarkollektor integriert ist [15]. Im Rahmen der Untersuchungen wurde gezeigt, dass die Art der Beheizung, entsprechend der Lage des zugeführten Wärmestroms, einen großen Einfluss auf die Kälteleistung einer DAKM hat.

## 1.1 Grundprinzip der zweiphasigen Thermosiphonpumpe

Das Grundprinzip der zweiphasigen Thermosiphonpumpe ist schematisch in Abbildung 1.1 dargestellt. Zwei vertikale Säulen – Reservoir und Förderrohr – bilden zusammen mit einer horizontalen Zulaufstrecke ein U-Rohr.

Im Reservoir liegt das Arbeitsmedium im flüssigen Zustand mit der mittleren Dichte  $\rho_{m,Res}$  über einer definierten Füllhöhe  $\Delta H_{Res}$  vor. Das Arbeitsmedium verdampft durch Wärmezufuhr am Förderrohr  $\dot{Q}_{Heiz}$  partiell. Im Förderrohr liegt ein Zweiphasengemisch bestehend aus Dampf

und Flüssigkeit mit der mittleren Dichte  $\rho_{2ph,m,FR}$  über der Förderrohrlänge  $L_{FR}$  vor. Das Zweiphasengemisch wird aufgrund

- der geringeren mittleren Dichte im Förderrohr im Vergleich zur mittleren Dichte im Reservoir ( $\rho_{2ph,m,FR} < \rho_{m,Res}$ ) sowie
- der Auftriebskraft des erzeugten Dampfes und einer damit verbundenen Förderung der Flüssigkeit

angetrieben, überwindet die Förderhöhe  $\Delta H_{Förder}$  und strömt in den Abscheider. Dem Antrieb wirkt der Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{Verl,R}$  entgegen. Eine detaillierte Druckverlustberechnung der Zweiphasenströmung im Förderrohr ist in Kapitel 4.1 zu finden. Der geförderte Massenstrom  $\dot{M}_{fl}$  stellt sich aus dem Kräftegleichgewicht von antreibenden und verzögernden Kräften ein [19].

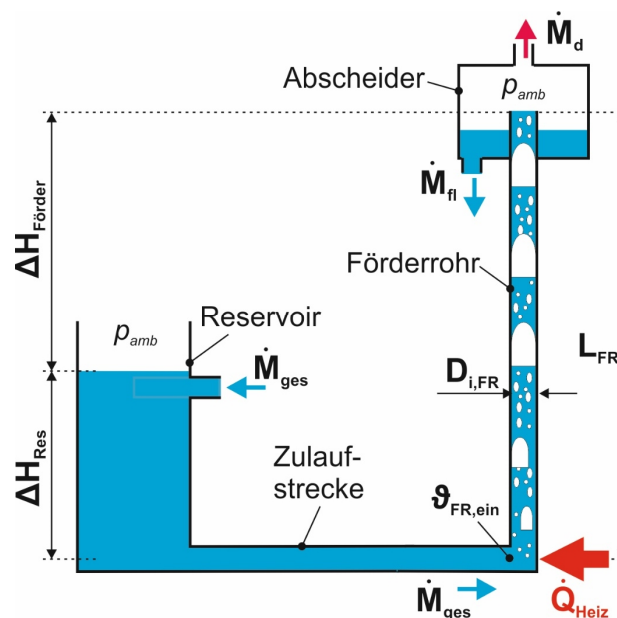


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung einer Thermosiphonpumpe

Aus der Summe des erzeugten Dampfmassenstroms  $\dot{M}_d$  und des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms  $\dot{M}_{fl}$  berechnet sich der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges}$  (vgl. Gleichung 1-1).

$$\dot{M}_{ges} = \dot{M}_{fl} + \dot{M}_d \quad 1-1$$

Ein maßgebliches Bewertungskriterium für zweiphasige Thermosiphonpumpen ist das Förderverhältnis  $b$ . CATTANEO stellt das Förderverhältnis als Volumenstromverhältnis von geförderter Flüssigkeit  $\dot{V}_{fl}$  (Nutzen) zu erzeugtem Dampf  $\dot{V}_d$  (Aufwand) dar [20] (vgl. Gleichung 1-2).

$$b_V = \frac{\dot{V}_{fl}}{\dot{V}_d} = \frac{\dot{M}_{fl}}{\dot{M}_d} \cdot \frac{\rho_d}{\rho_{fl}} \quad 1-2$$

Das Förderverhältnis kann ebenfalls auf die Massenströme bezogen werden. Unter der Annahme konstanter Dichten für die Flüssigkeit sowie den Dampf gilt:

$$b_M = \frac{\dot{M}_{fl}}{\dot{M}_d} \sim b_V \quad 1-3$$

## 1.2 Stand des Wissens

Die Flüssigkeitsförderung mittels Thermosiphonpumpen bietet ein breites Forschungsfeld. In der Literatur zu findende Untersuchungen zu zweiphasigen Thermosiphonpumpen, wie beispielsweise Berechnungsmodelle und Strömungsformenkarten, basieren häufig auf Mammutpumpen. Mammutpumpen dienen ebenfalls der Flüssigkeitsförderung. Das Förderverhalten von Mammut- und Thermosiphonpumpen ist jedoch aufgrund eines grundsätzlich verschiedenen Funktionsprinzips nicht miteinander vergleichbar. Durch Lufteindüsung fördern Mammutpumpen das flüssige Arbeitsmedium quasistationär. Im Gegensatz dazu ist das Förderverhalten von Thermosiphonpumpen instationär. Grund dafür ist die Eigenverdampfung des Arbeitsmediums und eine damit verbundene ungleichmäßige Blasenentstehung, die zu Kräfteungleichgewichten führt. Die thermophysikalischen Stoffeigenschaften von Luft bei Umgebungstemperatur und Dampf bei nahezu Siedetemperatur unterscheiden sich zudem wesentlich voneinander.

Des Weiteren sind Mammutpumpen durch die punktuelle Lufteindüsung am unteren Ende des Förderrohres nicht mit Thermosiphonpumpen mit teilflächiger bzw. flächiger Beheizung des Förderrohres vergleichbar. Sie können annähernd mit Thermosiphonpumpen bei punktueller Beheizung verglichen werden. Jedoch ist das instationäre Förderverhalten bei der punktuellen Beheizung am stärksten ausgeprägt. Der folgende Stand des Wissens berücksichtigt ausschließlich zweiphasige Thermosiphonpumpen.

### 1.2.1 Experimentelle Untersuchungen

Die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe in einem vertikalen Förderrohr wurde bereits im Jahr 1935 von CATTANEO grundlegend untersucht [20]. Die Untersuchungen wurden mit Wasser als Arbeitsmedium und einer Beheizung über nahezu der gesamten Förderrohrlänge durch ein flüssiges Heizmedium durchgeführt. Gesetzmäßigkeiten über die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe konnten gefunden und physikalisch gedeutet werden. Im Rahmen der Untersuchungen wurde das Förderverhältnis als Bewertungskriterium von Thermosiphonpumpen eingeführt, worauf sich eine Vielzahl von Autoren beziehen. Das Förderverhältnis wurde in Abhängigkeit von den in Abbildung 1.1 dargestellten Einflussparametern analysiert:



Förderrohrlänge  $L_{FR}$ , Förderhöhe  $\Delta H_{Förder}$ , Förderrohrinnendurchmesser  $D_{i,FR}$ , zugeführter Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  und Temperatur des Arbeitsmediums am Förderrohreintritt  $\vartheta_{FR, ein}$ . Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  steigt, umso höher die Temperatur  $\vartheta_{FR, ein}$  und umso geringer die Förderhöhe  $\Delta H_{Förder}$  sowie der Durchmesser  $D_{i,FR}$  sind. Darüber hinaus beeinflussen die thermophysikalischen Eigenschaften des Arbeitsmediums, der Systemdruck und die Oberflächenbeschaffenheit des Förderrohres die Förderfähigkeit.

Tabelle 1.1 gibt eine Übersicht über die in der Literatur zu findenden Versuchsdurchführungen, bei denen die genannten Einflussparameter auf die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe variiert werden. Betrachtet werden lediglich Literaturquellen, bei denen die Experimente mit Wasser als Arbeitsmedium und unter ähnlichen Versuchsbedingungen wie in dieser Arbeit durchgeführt wurden (vgl. Kapitel 4.1).

Literaturquelle	$\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1} [-]$	$D_{i,FR} [mm]$	$L_{FR} [mm]$	$\dot{Q}_{Heiz} [W]$
DELANO [21]	0,2	7,62	736	20 – 200
BRENDEL [22]	0,2 – 0,33	6 – 10	2000	50 – 750
ABDULWADOOD UND AKEEL [23]	0,2 – 0,6	8 – 12	1340	60 – 700
VICATOS UND BENNETT [24]	0,2	6	445	500 – 1300
CHAN UND MCCULLOCH [25]	0,5 – 0,8	6 – 12	470	25 – 160
RATTNER UND GARIMELLA [26]	0,2 – 0,4	7,8	1700	25 – 200

*Tabelle 1.1: Literaturübersicht der Einflussparameter auf die Förderfähigkeit von Thermosiphon-pumpen*

DELANO konzipierte eine Thermosiphonpumpe mit dem Ziel, diese in den Einstein-Szilard-Kältekreislauf zu integrieren [21]. Der Einstein-Szilard-Kältekreislauf wird von einer Thermosiphonpumpe angetrieben und arbeitet nach einem ähnlichen Prinzip wie der Diffusions-Absorptionsprozess [27, 28]. Experimente wurden unter Variation des zugeführten Wärmestroms durchgeführt, um das von DELANO erzeugte analytische Berechnungsmodell anzupassen. Dazu wurde ein Förderrohr aus Edelstahl mittels eines elektrischen Heizelementes, das am unteren Ende angeklemt war, nahezu punktuell beheizt.

BRENDEL untersuchte die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe ebenfalls experimentell [22]. Die Beheizung erfolgte mittels einer am unteren Ende des Förderrohres integrierten elektrischen Heizpatrone, die das Arbeitsmedium direkt kontaktiert. Die Versuchsdurchführungen fanden unter Variation des Förderrohrinnendurchmessers sowie des Füllstandes im Reservoir bei konstanter Förderrohrlänge statt.

Ähnliche Untersuchungen führten auch ABDULWADOOD UND AKEEL durch [23]. Im Gegensatz zu BRENDEL wurde allerdings der Wärmestrom der elektrischen Beheizung am unteren Ende

des Förderrohres von außen zugeführt. Die Ergebnisse von DELANO, BRENDDEL sowie ABDULWADOOD UND AKEEL zeigen, dass für jede Prüfstandskonfiguration ein optimaler, zugeführter Wärmestrom existiert, der einem maximalen geförderten Flüssigkeitsmassenstrom entspricht. VICATOS UND BENNETT untersuchten den Einfluss mehrerer, parallel angeordneter Förderrohre auf die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe und verglichen die Ergebnisse mit denen eines einzelnen Förderrohres. Eine elektrische Heizpatrone wurde sowohl innen am unteren Ende des einzelnen Förderrohres, als auch am unteren Ende bzw. unterhalb der parallel angeordneten Förderrohre angebracht [24]. Die Messergebnisse zeigen, dass bei gleicher Heizleistung eine Thermosiphonpumpe mit mehreren, parallel angeordneten Förderrohren in Summe einen höheren Flüssigkeitsmassenstrom fördert, als eine Thermosiphonpumpe mit nur einem Förderrohr. Zudem kann durch den Einsatz von mehreren, parallel angeordneten Förderrohren der maximal mögliche Flüssigkeitsmassenstrom gesteigert werden.

CHAN UND MCCULLOCH führten Untersuchungen zu einer Thermosiphonpumpe mit teilflächig beheiztem Förderrohr durch, um ihr Berechnungsmodell zu validieren [25]. Dazu befand sich mittig am Förderrohr eine elektrische Heizwendel.

RATTNER UND GARIMELLA untersuchten eine Thermosiphonpumpe mit flächig beheiztem Förderrohr. Ziel war es, eine Diffusions-Absorptionskältemaschine mit Niedertemperaturwärme zu betreiben [26]. Das Förderrohr, in dem die Zweiphasenströmung vorliegt, stellt dabei das Innenrohr eines Doppelrohrwärmeübertragers (DWÜs) dar. Im Außenspalt strömt das Heizmedium im Gegenstrom. Der Wärmestrom kann aufgrund einer verhältnismäßig großen Wärmeübertragungsfläche auf einem niedrigen Temperaturniveau zugeführt werden. Die zugeführte Wärmestromdichte ist folglich im Vergleich zu punktuell beheizten Thermosiphonpumpen geringer. Das niedrigste Temperaturniveau des Heizmediums am Eintritt des DWÜ liegt etwa 11 K über der Siedetemperatur des Arbeitsmediums.

### **1.2.2 Theoretische Untersuchungen**

Die Literatur bietet neben experimentellen Untersuchungen zahlreiche Berechnungsmethoden zur theoretischen Untersuchung der Förderfähigkeit von Thermosiphonpumpen. Eine detaillierte Analyse und ein Vergleich verschiedener Berechnungsmodelle finden sich in [29]. Daraus geht hervor, dass sich die Berechnungsmodelle, die von zahlreichen Autoren referenziert bzw. verwendet werden, auf die Modelle von GRASSMANN, DELANO und WHITE zurückführen lassen.

Basis des Berechnungsmodells von GRASSMANN ist die Impulsbilanz an einem Kontrollvolumen im Förderrohr. Dabei werden die Dampf- und Flüssigphase zur Berechnung des Schlupfes nach dem Zweifluidmodell getrennt voneinander betrachtet [30]. Der Schlupf berechnet sich aus dem Verhältnis der Geschwindigkeiten von Dampf- zu Flüssigphase (vgl. Gleichung 2-9). Zur Berechnung des Druckverlustes im Förderrohr vernachlässigt GRASSMANN die Dampfphase und nimmt an, dass die Reibung durch die Flüssigphase dominiert ist.

BRENDEL zeigt neben seinen experimentellen Untersuchungen ein Berechnungsansatz zur Auslegung einer Thermosiphonpumpe auf, der auf dem Berechnungsmodell von GRASSMANN basiert [22].

DELANO betrachtet im Gegensatz zu GRASSMANN nicht nur das Förderrohr, sondern Massen- und Impulserhaltung entlang des gesamten U-Rohres der Thermosiphonpumpe bestehend aus Reservoir, Zulaufstrecke und Förderrohr (vgl. Abbildung 1.1). Entlang eines Stromfadens von der Flüssigkeitsoberfläche im Reservoir bis zum Förderrohreintritt wendet DELANO die Bernoulli'sche Gleichung für stationäre, inkompressible Strömung an. Grundlegende Ansätze bezogen auf das Förderrohr beruhen auf der Mammutpumpe. DELANO nimmt für den Schlupf einen konstanten Wert an. Der Druckverlust ist nach dem Ansatz von DELANO ebenfalls flüssigkeitsdominiert. Autoren, die sich auf DELANO beziehen, sind SCHAEFER [31], die das Berechnungsmodell von DELANO weiterentwickelte, VICATOS UND BENNETT [24] sowie ABDULWADOOD UND AKEEL [23, 32].

Das Berechnungsmodell von WHITE [33] basiert auf dem von DELANO. Die Ansätze sind grundsätzlich gleich. An wesentlichen Stellen trifft WHITE allerdings andere Annahmen, wie z.B. die Berechnung des Schlupfes nach dem Zweifluidmodell und eine vom Zweiphasengemisch abhängige Druckverlustberechnung. HOHLOCH wendet das Berechnungsmodell von WHITE zur Auslegung einer Thermosiphonpumpe an [34]. Dabei unterscheidet sich im Wesentlichen die Berechnung der Wandreibung im Förderrohr im Vergleich zum Berechnungsmodell von WHITE.

Aus [29] gehen zwei weitere Berechnungsmodelle hervor, die auf den Modellen von SCHAEFER (Variante 1) und WHITE (Variante 2) basieren. Die beiden Berechnungsmodelle unterscheiden sich in der Berechnung des Reibungsdruckverlustes im Förderrohr.

Die Berechnungsmodelle wurden in das numerische Gleichungslösungsprogramm „Engineering Equation Solver“ (EES) implementiert und miteinander verglichen. Die zur Berechnung verwendeten Randbedingungen (vgl. Kapitel A.1) entsprechen den Versuchsbedingungen der in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen der Thermosiphonpumpe bei punktueller Beheizung (vgl. Kapitel 4.1). Ein Vergleich der beschriebenen Berechnungsmodelle hinsichtlich des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms in Abhängigkeit vom erzeugten Dampfmassenstrom ist in Abbildung A.1 zu finden. Daraus geht bei ähnlichen qualitativen Verläufen ein großer quantitativer Unterschied der Verläufe zwischen den Berechnungsmodellen hervor.

Des Weiteren vergleichen CHAN UND MCCULLOCH [25] ebenfalls grundlegend unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der Förderfähigkeit von Thermosiphonpumpen miteinander und unterteilen sie in drei Kategorien: Zusätzlich zum bereits beschriebenen Berechnungsmodell von DELANO [21] (mammutpumpenbasierend) werden die Ansätze von SRIKHIRIN UND APHORN-RATANA [35] (Kurvenanpassung) sowie PFAFF ET AL. [36] (thermosiphonpumpenbasierend) untersucht.

Als Ansatz von SRIKHIRIN UND APHORNRATANA dient die empirische Methode der Kurvenanpassung (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) auf Basis von Messdaten. Da die Messdaten jedoch an einer Mammutpumpe generiert wurden und der Ansatz prüfstandsspezifisch ist, lässt sich der Ansatz nicht generell auf Thermosiphonpumpen übertragen.

Das Berechnungsmodell von PFAFF ET AL. [36] berücksichtigt, ähnlich zu dem von DELANO, das gesamte U-Rohr der Thermosiphonpumpe. Im Gegensatz zum Berechnungsmodell von DELANO berücksichtigt es die instationäre Arbeitsweise im Förderrohr der Thermosiphonpumpe. Allerdings wird die Annahme getroffen, dass das flüssige Arbeitsmedium im Reservoir und in der Zulaufstrecke nicht oszilliert [36].

CHAN UND MCCULLOCH entwickelten die beiden Berechnungsmodelle von DELANO und PFAFF ET AL. weiter [25]. Das resultierende Berechnungsmodell von CHAN UND MCCULLOCH nach DELANO verwendet eine empirische Korrektur des Schlupfes sowie des Reibungsbeiwertes anhand von Messergebnissen. Das resultierende Berechnungsmodell von CHAN UND MCCULLOCH nach PFAFF ET AL. berücksichtigt zusätzlich zum Berechnungsmodell von PFAFF ET AL. die Wärmeverluste am Förderrohr.

Ein direkter Vergleich der Berechnungsansätze hinsichtlich gefördertem Flüssigkeitsmassenstrom in Abhängigkeit vom zugeführten Wärmestrom ist in [25] aufgeführt. Zur besseren Übersichtlichkeit zeigt Abbildung A.2 im Anhang eine Zusammenfassung sämtlicher in [25] dargestellter Verläufe. Die Autoren können mit den jeweiligen Berechnungsansätzen zwar ihre eigenen Messdaten abbilden. Ein Vergleich ergibt jedoch trotz gleicher Randbedingungen, wie beim Vergleich der Berechnungsmodelle in Abbildung A.1, einen großen quantitativen Unterschied der Verläufe zwischen den Ansätzen.

### 1.3 Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

Wie in Kapitel 1.2 gezeigt ist die Literatur, die sich mit dem Förderverhalten von Thermosiphonpumpen beschäftigt, umfangreich. Unterschiedliche Autoren haben Parametervariationen von Einflussgrößen auf das Förderverhalten experimentell untersucht. Die Ergebnisse sind jedoch kaum miteinander vergleichbar. Die experimentellen Untersuchungen wurden an Versuchsaufbauten mit unterschiedlichen geometrischen Einflussgrößen, wie z.B. der Förderrohrlänge  $L_{FR}$  und des -innendurchmessers  $D_{i,FR}$ , durchgeführt. Zudem sind die Füllhöhe im Reservoir  $\Delta H_{RES}$ , die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr  $\vartheta_{FR,ein}$  und die Gestaltung des Förderrohrenlaufs unterschiedlich bzw. nicht konstant. Speziell die Eintrittstemperatur ins Förderrohr  $\vartheta_{FR,ein}$  schwankt häufig sogar innerhalb einer Messreihe. Des Weiteren ist die Untersuchung des Einflusses der Beheizungsart auf das Förderverhalten ungenügend. Der zugeführte Wärmestrom, die Wärmestromdichte, die Länge des Heizelements sowie der Ort der Beheizung am Förderrohr ist oft unzureichend charakterisiert.

Ein Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses der Beheizungsart auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe. Dafür müssen Referenzzustände in Form von konstanten Bedingungen hergestellt werden (Kapitel 3). Dabei sollen

- die Förderrohrlänge  $L_{FR}$ ,
- der Förderrohrinnendurchmesser  $D_{i,FR}$ ,
- das Verhältnis von Füllstand im Reservoir zu Förderrohrlänge  $\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1}$  und
- die Gestaltung des Förderrohrenlaufs

als geometrische Einflussfaktoren auf das Förderverhalten konstant sein. Des Weiteren sollen, als Einflussfaktoren auf das Förderverhalten über die gesamte Messreihe,

- die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr  $\vartheta_{FR, ein}$  und
- der Füllstand im Reservoir  $\Delta H_{Res}$  konstant gehalten sowie
- die Wärmeverluste  $\dot{Q}_{Verl}$  am Förderrohr und Abscheider minimiert

werden. Eine kontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms soll ebenfalls dazu beitragen, konstante Versuchsbedingungen zu gewährleisten.

Die Untersuchungen sollen sich hinsichtlich punktueller, teilflächiger und flächiger Beheizung unterscheiden (Kapitel 4). Der am Förderrohr zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  variiert innerhalb einer Bandbreite, die den Vergleich der Beheizungsarten ermöglicht. Des Weiteren werden durch die Ermittlung der Strömungsform im Förderrohr Rückschlüsse auf das Förderverhalten bzw. die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe bei punktueller Beheizung gezogen (Kapitel 5).

Neben den experimentellen Untersuchungen beschäftigen sich zahlreiche Autoren mit der Modellierung des Förderverhaltens von Thermosiphonpumpen (vgl. Kapitel 1.2.2). Die Ergebnisse hinsichtlich der Förderfähigkeit unterscheiden sich jedoch sehr stark voneinander, was auf grundlegend unterschiedliche Ansätze und Annahmen zurückzuführen ist. Die instationäre Arbeitsweise der Thermosiphonpumpe wird in den Berechnungsmodellen häufig nicht bzw. unzureichend berücksichtigt. Die Oszillation des flüssigen Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke findet nie Berücksichtigung. Um ein besseres Verständnis für die instationären Vorgänge in der Thermosiphonpumpe zu erlangen, soll als weiteres Ziel dieser Arbeit das instationäre Strömungsverhalten messtechnisch untersucht werden (Kapitel 6). Über die Messung der Strömungsgeschwindigkeit des flüssigen Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke soll das instationäre Strömungsverhalten quantifiziert werden und Rückschlüsse auf die Annahmen bei der Modellierung erlauben. Die Untersuchungen sollen bei punktueller Beheizung der Thermosiphonpumpe stattfinden, da bei dieser Beheizungsart die stärksten Oszillationen auftreten. Eine Frequenzanalyse des statischen Druckes soll zudem Aufschluss über die Periodizität des instationären Strömungsverhaltens geben, was wiederum auf das Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe rückschließen lässt.

Das instationäre Förderverhalten bietet ein großes Potential zur Effizienzsteigerung der Thermosiphonpumpe, da Strömungen entgegen der eigentlichen Förderrichtung auftreten. Die Verminderung bzw. Verhinderung der sogenannten Rückströmungen ermöglicht eine Steigerung der Förderfähigkeit und somit eine Effizienzsteigerung der Thermosiphonpumpe. Mit dem Ziel der Verminderung bzw. Verhinderung der Rückströmungen sollen in dieser Arbeit geeignete Rohreinbauten in der Zulaufstrecke theoretisch sowie experimentell untersucht werden (Kapitel 7).

Unter Einbeziehung der Erkenntnisse der Untersuchungen hinsichtlich punktueller, teilflächiger und flächiger Beheizung soll ein neues Beheizungskonzept für DAKMs entwickelt werden (Kapitel 8). Ziele des neuen Beheizungskonzeptes sind eine kompakte Bauweise einer thermisch angetriebenen DAKM, die Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung zur Nutzung verschiedener Wärmequellen sowie die Möglichkeit einer Steigerung der Leistungszahl einer DAKM.

## 2 Grundlagen der Zweiphasenströmung

Zur Beschreibung der Zweiphasenströmung ist die Erläuterung einiger grundlegender Begriffe und Definitionen unabdingbar. In Kapitel 2.1 werden die für diese Arbeit bedeutende Grundgleichungen erläutert. Eine umfassende Behandlung von Definitionen und grundlegenden Zusammenhängen der Zweiphasenströmung wurde u.a. in [37–40] durchgeführt. Abhängig von den vorherrschenden Volumenanteilen der Dampf- und Flüssigphase treten verschiedene Strömungsformen auf. Diese haben einen wesentlichen Einfluss auf die thermohydraulischen Vorgänge in der Zweiphasenströmung. Die unterschiedlichen Grundtypen der Strömungsformen im vertikalen Rohr werden in Kapitel 2.2 dargestellt.

### 2.1 Grundgleichungen

Der gesamte vom Zweiphasengemisch durchströmte Querschnitt  $A_{ges}$  setzt sich anteilig aus den von der Dampf- und Flüssigphase eingenommenen Querschnitten  $A_d$  und  $A_{fl}$  zusammen.

$$A_{ges} = A_{fl} + A_d = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \quad 2-1$$

Eine wichtige Größe bei der Zweiphasenströmung ist der Dampfgehalt. Dieser kann auf unterschiedliche Arten definiert werden. Der volumetrische Dampfgehalt  $\varepsilon$  gibt den Dampfvolumenteil in einem Rohrabschnitt an und berechnet sich wie folgt:

$$\varepsilon = \frac{V_d}{V_{ges}} = \frac{A_d}{A_{ges}} \quad 2-2$$

Dabei gilt  $V_{ges} = V_d + V_{fl}$ . Für einen hinreichend kleinen Rohrabschnitt kann der volumetrische Dampfgehalt ebenfalls als Querschnittsflächenverhältnis dargestellt werden. Der Anteil der flüssigen Phase ergibt sich zu:

$$1 - \varepsilon = \frac{V_{fl}}{V_{ges}} = \frac{A_{fl}}{A_{ges}} \quad 2-3$$

Davon zu unterscheiden ist der volumetrische Strömungsdampfgehalt  $\dot{\varepsilon}$ , der das Verhältnis des Volumenstroms der Dampfphase zum Gesamtvolumenstrom des Zweiphasengemisches beschreibt.

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_{ges}} \quad 2-4$$

Der Dampfgehalt kann ebenfalls auf die Masse bezogen werden. Der Massendampfgehalt  $x$  berechnet sich wie folgt:

$$x = \frac{M_d}{M_{ges}} \quad 2-5$$

Häufig wird der Strömungsmassendampfgehalt  $\dot{x}$  (kurz: Strömungsdampfgehalt) verwendet, der als Quotient des Dampfmassenstroms bezogen auf den Gesamtmassenstrom definiert ist.

$$\dot{x} = \frac{\dot{M}_d}{\dot{M}_{ges}} \quad 2-6$$

Der entsprechende Anteil der Flüssigphase ergibt sich aus  $(1 - \dot{x})$ . Strömen die beiden Phasen im stationären Zustand mit gleicher Geschwindigkeit, würde  $\varepsilon = \dot{\varepsilon}$  und  $x = \dot{x}$  gelten.

Die Geschwindigkeiten in einem beliebigen Querschnitt des Förderrohres lassen sich über die Massenströme der jeweiligen Phasen ermitteln. Für die Geschwindigkeit der Dampfphase  $w_d$  ergibt sich

$$w_d = \frac{\dot{M}_d}{\rho_d \cdot A_d} = \frac{\dot{x} \cdot \dot{M}_{ges}}{\rho_d \cdot \varepsilon \cdot A_{ges}} = \frac{\dot{x} \cdot \dot{m}_{ges}}{\rho_d \cdot \varepsilon} \quad 2-7$$

und für die Geschwindigkeit der Flüssigphase  $w_{fl}$

$$w_{fl} = \frac{\dot{M}_{fl}}{\rho_{fl} \cdot A_{fl}} = \frac{(1 - \dot{x}) \cdot \dot{M}_{ges}}{\rho_{fl} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot A_{ges}} = \frac{(1 - \dot{x}) \cdot \dot{m}_{ges}}{\rho_{fl} \cdot (1 - \varepsilon)} \quad 2-8$$

Der Dampf und die Flüssigkeit strömen bei der Zweiphasenströmung in Abhängigkeit von der Strömungsform (vgl. Kapitel 2.2) mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Ursache dafür ist neben der Auftriebskraft des Dampfes die Beschleunigung, die der Dampf aufgrund seiner geringer Dichte durch den Druckabfall längs des Strömungsweges erfährt [37]. Der Schlupf  $S$  stellt das Verhältnis der Geschwindigkeiten von Dampf- zu Flüssigphase dar:

$$S = \frac{w_d}{w_{fl}} = \frac{\dot{x}}{1 - \dot{x}} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_{fl}}{\rho_d} = \frac{1}{b_M} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_{fl}}{\rho_d} \quad 2-9$$

Je größer der Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen ist, desto kleiner ist der Schlupf. Der Schlupf nimmt laut MAYINGER in den meisten technisch interessanten Fällen einen Wert zwischen eins und zehn an [37].

Die unterschiedlichen Strömungsformen (vgl. Kapitel 2.2), die mittels Strömungsformenkarten ermittelt werden können, werden vor allem durch Trägheits- und Scherkräfte zwischen den beiden Phasen bestimmt [41]. Strömungsformenkarten, die überwiegend in Abhängigkeit von



diesen Kräften erstellt werden, basieren auf den sogenannten Leerrohrgeschwindigkeiten (auch scheinbare Geschwindigkeit) der beiden Phasen. Die Leerrohrgeschwindigkeit ist die Geschwindigkeit, die sich einstellt, wenn die jeweilige Phase den gesamten Förderrohrquerschnitt einnehmen würde. Die Leerrohrgeschwindigkeit der Dampfphase berechnet sich nach

$$j_d = \frac{\dot{M}_d}{\rho_d \cdot A_{ges}} = \frac{\dot{x} \cdot \dot{m}_{ges}}{\rho_d} \quad 2-10$$

und die Leerrohrgeschwindigkeit der Flüssigphase ergibt sich aus

$$j_{fl} = \frac{\dot{M}_{fl}}{\rho_{fl} \cdot A_{ges}} = \frac{(1 - \dot{x}) \cdot \dot{m}_{ges}}{\rho_{fl}} \quad 2-11$$

## 2.2 Strömungsformen im vertikalen Rohr

Strömungsformen können bestimmten Grundtypen zugeordnet werden. Abbildung 2.1 zeigt die unterschiedlichen Grundtypen der Strömungsformen für die aufwärtsgerichtete Zweiphasenströmung im vertikalen Rohr in Anlehnung an BRAUER (I, II) [40] und GRASSMANN (III-IX) [30]. Zwischen den Grundtypen sind allerdings noch Übergangs- und Mischzustände möglich [42]. In Abhängigkeit vom Dampfgehalt der Zweiphasenströmung lassen sich die Grundtypen in die Blasen- (I, II), Kolben- (III, IV), Schaum- (V, VI), Ring- (VII, VIII) und Nebelströmung (IX) einteilen.

Bei geringem Dampfgehalt liegt die Blasenströmung vor, die sich nach BRAUER in die Kugelblasen- (I) und Schirmblasenströmung (II) unterteilt [40]. In der Kugelblasenströmung verteilt sich der Dampfanteil in Form von kleinen Blasen gleichmäßig im Flüssigkeitsvolumen. Wird der Dampfgehalt erhöht, bilden sich Dampfschirmblasen aus. Die Blasenströmung bewirkt keine nennenswerte Förderung der Flüssigkeit.

Die Kolbenströmung, auch Pfropfenströmung genannt, entsteht bei weiterer Erhöhung des Dampfanteils durch den Zusammenschluss von entstehenden Dampfblasen zu zylinderförmigen Dampfkolben [30]. Die Dampfkolbenspitze ist rund und das -ende flach. Die zwischen den Dampfkolben vorliegenden Flüssigkeitskolben werden transportiert. Die Dampfkolben können unterschiedlich lang sein (kurz: III, lang: IV) und nehmen nahezu den gesamten Rohrdurchmesser ein. Der Impulsaustausch ist bei der Kolbenströmung, verglichen mit den anderen Strömungsformen, am größten. Der Schlupf  $S$  nimmt im Vergleich zu den anderen Strömungsformen den geringsten Wert an und liegt laut [21] bei  $1,5 \leq S \leq 2,5$ . Die Kolbenströmung ist für die Thermosiphonpumpe anzustreben. Sowohl Gleichung 2-9 als auch die nach dem heterogenen Strömungsmodell berechneten Förderkennlinien (siehe Abbildung 4.2, Kapitel 4.1.2) zeigen, dass mit geringerem Schlupf ein höheres Förderverhältnis  $b_M$  erreicht wird [20, 43].

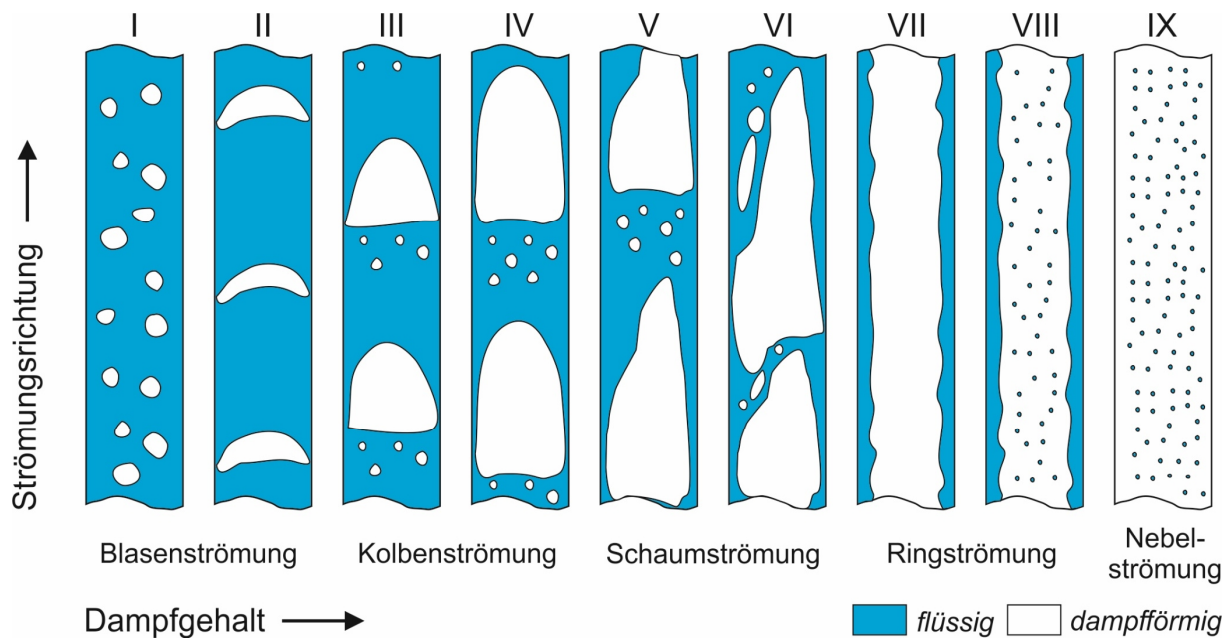


Abbildung 2.1: Strömungsformen der aufwärtsgerichteten Zweiphasenströmung im vertikalen Rohr in Anlehnung an BRAUER [40] und GRASSMANN [30]

Die Schaumströmung entsteht durch unregelmäßige Dampfkolben infolge des steigenden Dampfanteils. Das Förderverhalten hat einen stark instabilen Charakter [42] und das Förderverhältnis  $b$  wird dadurch geringer als bei der Kolbenströmung. Die Schaumströmung ist in zwei Bereiche unterteilt, die im Folgenden als Strömung mit chaotischen Kolben (V) und als chaotische Strömung (VI) differenziert wird.

Bei der Ringströmung ist der Dampfgehalt hoch. Die Flüssigkeit nimmt nur noch einen geringen Volumenanteil ein. Es bildet sich ein Dampfkerne, der entweder ohne (VII) oder mit Flüssigkeitstropfen (VIII) durchsetzt ist. Die Rohrwand ist mit einem dünnen Flüssigkeitsfilm benetzt. Die Dampfphase strömt mit einer wesentlich höheren Geschwindigkeit als die Flüssigphase, da der Impulsaustausch durch die Scherkräfte zwischen den beiden Phasen gering ist.

Die Nebelströmung (IX) liegt vor, wenn der Flüssigkeitsfilm an der Rohrwand verdampft. Dadurch wird die Flüssigphase lediglich in Form von Tropfen in Strömungsrichtung transportiert.

### 3 Aufbau des Thermosiphonprüfstands

Das Prozessschema des Thermosiphonprüfstands mit der verwendeten Messtechnik ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Abbildung A.3 im Anhang zeigt ein Bild des Laborprüfstands. Alle Temperaturen werden mit Mantelthermoelementen des Typs K gemessen, wobei Eiswasser als Vergleichsstelle dient. Die Thermoelemente sind mittels Durchgangsverschraubungen an den Messstellen angebracht, sodass das Arbeitsmedium die Messspitzen umströmt.

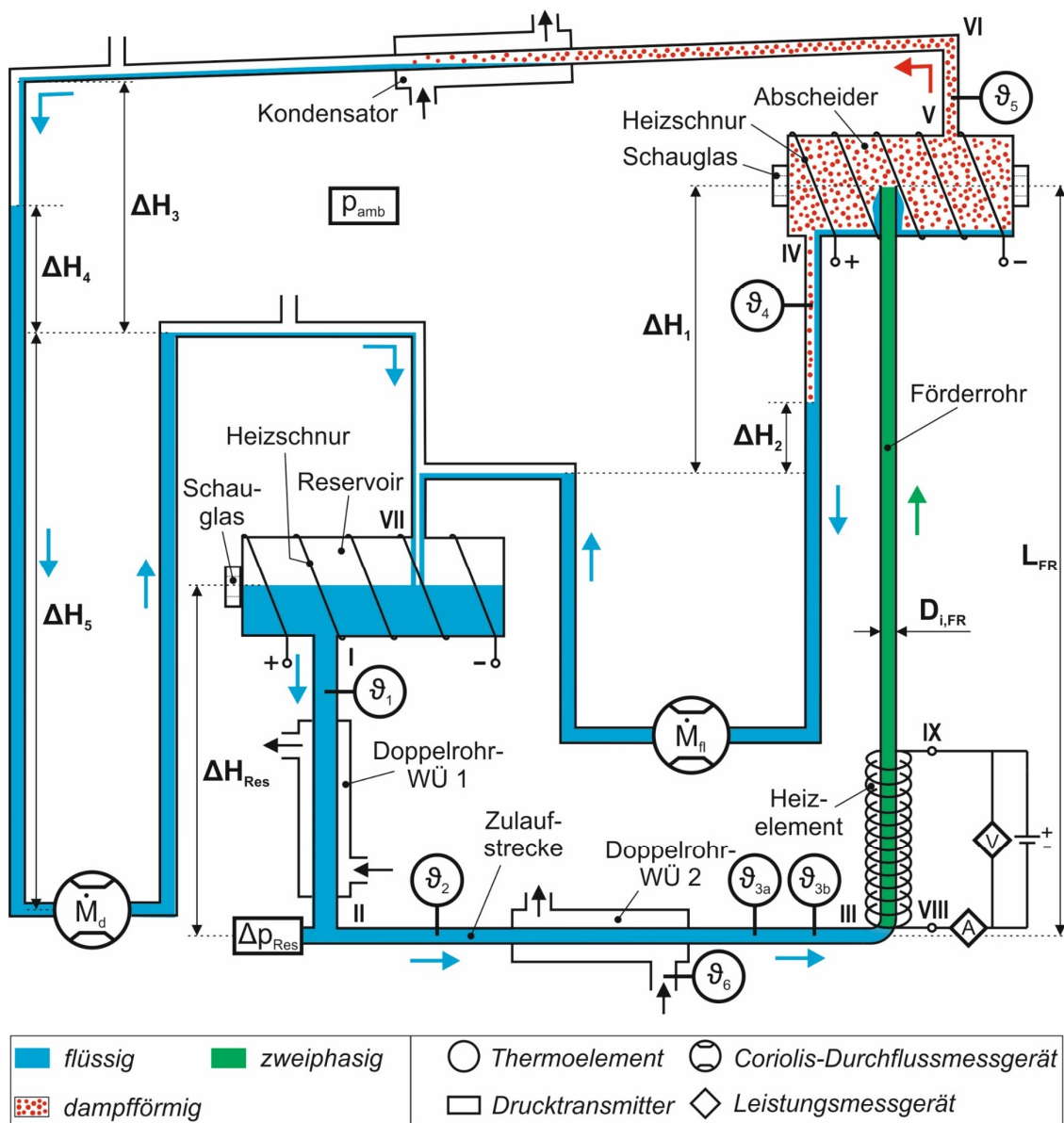


Abbildung 3.1: Prozessschema des Thermosiphonprüfstands mit Messtechnik

Das Arbeitsmedium verlässt im flüssigen Aggregatzustand das Reservoir (I) und strömt über eine Zulaufstrecke zum Förderrohr (III). Die Zulaufstrecke besteht aus einem vertikal und einem waagrecht angeordneten DWÜ und dient zur Temperierung des Arbeitsmediums. Die DWÜs sind extern in Reihe geschaltet und werden im Gegenstrom mit Thermoöl als Heizmedium durchströmt. Sowohl am externen Eintritt als auch am externen Austritt des jeweiligen DWÜs wird die Temperatur gemessen ( $\vartheta_6$  bis  $\vartheta_9$ ). Das Heizmedium wird über ein Thermostat der Firma Huber vom Typ „Unistat T326“ temperiert. Es tritt am externen Eintritt von DWÜ2 ein und durchströmt die DWÜs im Ringspalt entgegen der Strömungsrichtung des Arbeitsmediums. Da im Folgenden nicht auf die Temperaturen  $\vartheta_7$  bis  $\vartheta_9$  eingegangen wird, ist in Abbildung 3.1 übersichtlichshalber lediglich die Temperatur am externen Eintritt von DWÜ2  $\vartheta_6 = \vartheta_{DWÜ2,ext,ein}$  eingezeichnet. Zusätzlich zu DWÜ1 und DWÜ2 dienen zwei am Reservoir angebrachte Heizschnüre zur Temperierung des Arbeitsmediums. Das Reservoir ist mit einem Schauglas versehen. Einerseits dient das Schauglas zur Kontrolle, dass der zugeführte Wärmestrom durch die Heizschnüre nicht zum Sieden des Wassers führt. Andererseits kann der Füllstand und dessen Schwankungen beobachtet werden.

Ein piezoresistiver Drucktransmitter misst den Relativdruck ( $\Delta p_{rel}$ ) zur Umgebung ( $p_{amb}$ ) an der tiefsten Stelle unterhalb des Reservoirs (II) bzw. am Eintritt der horizontalen Zulaufstrecke. Der Prüfstand ist zur Umgebung hin offen. Dadurch entspricht der im Stillstand gemessene Relativdruck der durch die Flüssigkeitssäule ausgeübten hydrostatischen Druckdifferenz ( $\Delta p_{rel} = \Delta p_{Res}$ ).  $\Delta p_{Res}$  hängt folgendermaßen mit dem Füllstand im Reservoir ( $\Delta H_{Res}$ ) zusammen:

$$\Delta p_{Res} = \rho_{m,Res} \cdot g \cdot \Delta H_{Res} \quad 3-1$$

Die mittlere Dichte  $\rho_{m,Res}$  der Flüssigkeit entlang der Höhe  $\Delta H_{Res}$  wird über die arithmetisch gemittelte Temperatur  $\vartheta_{m,Res} = 0,5 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)$  ermittelt [43]. Der während des Betriebs der Thermosiphonpumpe gemessene Relativdruck resultiert abzüglich des Umgebungsdruckes aus der Überlagerung von statischem und dynamischem Druck.

Abbildung 3.1 zeigt im unteren Bereich des Förderrohres beispielhaft die teilflächige Beheizung mittels elektrischem Heizelement. Die Beheizung am Förderrohr sorgt für eine partielle Verdampfung des Arbeitsmittels. Ein Zweiphasengemisch entsteht, welches in den Abscheider strömt und sich dort in die Flüssig- und Dampfphase auftrennt. Um die Wärmeverluste zu minimieren, ist das Förderrohr mit Dämmschalen aus pyrogener Kieselsäure der Firma Contherm gedämmt („Contherm MP 1000“;  $\lambda = 0,02 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  bei  $\vartheta = 100 \text{ °C}$ ).

Die geförderte Flüssigkeit fließt vom Abscheider (IV) zurück ins Reservoir (VII). Ein Coriolis-Durchflussmessgerät misst kontinuierlich den Massenstrom  $\dot{M}_{fl}$  sowie die Dichte  $\rho_{fl}$  der Flüssigkeit. Sofern die Bedingung  $\Delta H_1 \geq \Delta H_2$  gilt wird ausgeschlossen, dass sich bereits geförderte Flüssigkeit im Abscheider aufstaut und ins Förderrohr zurückfließt. Somit tritt keine

Verfälschung der Messergebnisse auf. Die limitierte Bauhöhe des Prüfstands ( $\Delta H_1$ ) und das Aufstauen der Flüssigkeit ( $\Delta H_2$ ) aufgrund des Druckverlustes durch das Coriolis-Durchflussmessgerät führen dazu, dass zur Erfüllung der Bedingung maximal ein Flüssigkeitsmassenstrom von  $\dot{M}_{fl,max} = 50 \text{ kg h}^{-1}$  gefördert werden kann. Das Kondensieren des erzeugten Dampfes bereits im Abscheider und eine damit verbundene Verfälschung der Messergebnisse muss verhindert werden. Eine am Abscheider unter der Wärmedämmung angebrachte Heizschnur sorgt dafür, dass im Inneren des Abscheiders stets Sättigungstemperatur herrscht [44]. Kondensiert der Dampf nach dem höchsten Punkt des Prüfstands (VI) verfälscht dies durch ein Gefälle der Rohrleitung die Messergebnisse nicht.

Der aus dem Abscheider strömende Dampf (V) wird im Kondensator verflüssigt und strömt ins Reservoir (VII). Der Massenstrom des Kondensats, welcher nach der Massenerhaltung dem Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  entspricht, sowie die Dichte  $\rho_d$  werden ebenfalls über ein Coriolis-Durchflussmessgerät kontinuierlich gemessen. Trotz sehr kleiner Kondensatmassenströme ( $\dot{M}_d$ ) konnte ein geeignetes Coriolis-Durchflussmessgerät mit einem kleinen Messfehler (siehe Kapitel 3.2.3) gefunden und in den Prüfstand integriert werden. Der Messbereich des Messgerätes liegt zwischen  $0 \text{ kg h}^{-1}$  und  $30 \text{ kg h}^{-1}$ , wobei der höchste zu messende Kondensatmassenstrom etwa  $\dot{M}_{d,max} = 1 \text{ kg h}^{-1}$  ist. Der durch das Messgerät erzeugte Druckverlust und das resultierende Aufstauen der Flüssigkeit bei  $\dot{M}_{d,max} = 1 \text{ kg h}^{-1}$  liegt dennoch unter dem maximal möglichen hydrostatischen Druck, der aufgrund der limitierten Höhe des Prüfstands vorgegeben ist (vgl.  $\Delta H_3$  in Abbildung 3.1). Die kontinuierliche Messung von  $\dot{M}_d$  unterscheidet sich wesentlich von einer diskontinuierlichen Messung [45], worauf in Kapitel 3.1.1 detailliert eingegangen wird.

Unter der Annahme, dass kein Verlustwärmestrom am Förderrohr auftritt und das Arbeitsmedium mit Siedetemperatur ins Förderrohr eintritt ( $\vartheta_{3b} = \vartheta_{FR,ein} = \vartheta_{S,FR,ein}$ ) gilt mit  $\vartheta_{S,FR,ein} \approx \vartheta_{S,FR,aus} \approx \vartheta_S$  folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{M}_d \cdot \Delta h_v(\vartheta_S) \rightarrow \dot{Q}_{Heiz} \sim \dot{M}_d \quad 3-2$$

Der Prüfstand ist so aufgebaut, dass Einflussgrößen auf das Förderverhalten variiert bzw. eingestellt und konstant gehalten werden können. Dazu gehören

- der Förderrohrinnendurchmesser  $D_{i,FR}$ ,
- der Füllstand im Reservoir  $\Delta H_{Res}$  bzw. das Verhältnis  $\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1}$ ,
- die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr  $\vartheta_{FR,ein}$  ( $= \vartheta_{3b}$ ) und
- der zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  bzw. der Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$ .

### 3.1 Optimierung des Thermosiphonprüfstands

Der Prüfstand ist hinsichtlich der Gewährleistung von konstanten Versuchsbedingungen optimiert. Die Wichtigkeit konstanter Versuchsbedingungen wird in Kapitel 1.3 erläutert. Die kontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms, die Vorwärmung des Arbeitsmediums und die Konstruktion des Reservoirs mit großer Oberfläche tragen dazu wesentlich bei. Um die Vergleichbarkeit der Messungen bei unterschiedlichen Beheizungsarten zu gewährleisten, ist der Förderrohreinlauf stets gleich und strömungsoptimiert gestaltet.

#### 3.1.1 Kontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms

In der Literatur sind zur Messung des Kondensatmassenstroms häufig diskontinuierliche Messmethoden zu finden [21–23, 25, 26]. Die kontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms mit einem Coriolis-Durchflussmessgerät ist jedoch essentiell für konstante Versuchsbedingungen. Ein Vergleich der kontinuierlichen und der diskontinuierlichen Massenstrommessung ist in [45] dargestellt. Die zum Vergleich verwendeten Messreihen wurden am gleichen Prüfstand durchgeführt. Es zeigt sich, dass eine diskontinuierliche Messmethode zu einer Verfälschung der Messergebnisse führt.

Bei der diskontinuierlichen Messmethode wird Kondensat über eine gemessene Befülldauer in einem konstanten Messvolumen aufgestaut. Der Kondensatmassenstrom wird über das Produkt aus bekanntem Messvolumen und Dichte des Kondensats, die sich über die gemessene Temperatur berechnet, im Verhältnis zur Befülldauer ermittelt. Ein optoelektronischer Sensor veranlasst die Öffnung des Auslasses des Messvolumens, sobald dieses komplett gefüllt ist. Das Kondensat fließt anschließend ins Reservoir. Der genaue Messaufbau der diskontinuierlichen Messmethode ist in [45] beschrieben.

Eine diskontinuierliche Messung des Kondensatmassenstroms beeinflusst die Temperatur des Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke und den Füllstand im Reservoir, d.h. den Vorlagedruck. Während des Befüllens des Messvolumens sinkt der Füllstand im Reservoir, bis dieser abrupt kurz nach dem Öffnen des Auslasses wieder ansteigt. Das aufgestaute Kondensat auf geringem Temperaturniveau, das zurück ins Reservoir strömt, verursacht ein schlagartiges Absinken der Temperatur des Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke bis hin zum Förderrohereintritt. Dadurch sinkt ebenfalls der erzeugte Dampfmassenstrom und beeinflusst somit den geförderten Flüssigkeitsmassenstrom (vgl. [45]).

Zusammengefasst ist bei der kontinuierlichen Messung von Vorteil, dass abgesehen vom instationären Förderverhalten stets quasistationäre Bedingungen herrschen.  $\Delta H_{Res}$  sowie  $\vartheta_{3b}$  werden durch die Messung des Kondensatmassenstroms nicht beeinflusst. Zudem kann eine Messreihe schneller durchgeführt werden.

### 3.1.2 Vorwärmung des Arbeitsmediums

Die Regelung der Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr ( $\vartheta_{3b}$  in Abbildung 3.1) auf knapp unter Siedetemperatur ist entscheidend für konstante Versuchsbedingungen und für die Möglichkeit des Vergleichs des Förderverhaltens bei unterschiedlichen Beheizungsarten. Abhängig von der Beheizungsart beeinflusst eine schwankende Eintrittstemperatur das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe.

Unter der Annahme quasistationärer Versuchsbedingungen berechnet sich der mittels Heizelement zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  aus der Summe des Wärmestroms  $\dot{Q}_{VW}$ , der zur Vorwärmung des Arbeitsmediums auf Siedetemperatur benötigt wird, des Wärmestroms  $\dot{Q}_{Verd}$ , der zur Verdampfung dient und des Verlustwärmestroms  $\dot{Q}_{Verl}$  (vgl. Gleichung 3-3). Der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verl}$  setzt sich aus den Wärmeverlusten des beheizten und unbeheizten Abschnittes des Förderrohres zusammen.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Heiz} &= \dot{Q}_{VW} + \dot{Q}_{Verd} + \dot{Q}_{Verl} \\ &= \dot{M}_{ges} \cdot c_p \cdot (\vartheta_S - \vartheta_{FR, ein}) + \dot{M}_d \cdot \Delta h_v + \dot{Q}_{Verl}\end{aligned}\tag{3-3}$$

Aus Gleichung 3-3 geht der Zusammenhang hervor, dass mit geringerer Eintrittstemperatur  $\vartheta_{FR, ein}$  der Anteil der Vorwärmung  $\dot{Q}_{VW}$  größer wird. Gleichbedeutend ist dieser Zusammenhang mit einem geringeren Verdampfungswärmestrom  $\dot{Q}_{Verd}$ . Bei einem konstant zugeführten Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  sowie einem konstanten Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verl}$  bedeutet dies unabhängig von der Beheizungsart: Je unterkühlter die Eintrittstemperatur ist, desto geringer ist der erzeugte Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$ .

Die Unterkühlung des Arbeitsmediums am Förderrohreintritt wirkt sich abhängig von der Beheizungsart auf den geförderten Flüssigkeitsmassenstrom aus. Bei einer idealen punktuellen Beheizung, wie in Abbildung 1.1 dargestellt, bilden sich sämtliche Dampfblasen am Fußpunkt des Förderrohres. Trotz unterschiedlicher Eintrittstemperaturen resultieren bei einem konstant erzeugten Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  durch Variation des Heizwärmestroms  $\dot{Q}_{Heiz}$  gleich hohe geförderte Flüssigkeitsmassenströme  $\dot{M}_{fl}$ . Grund dafür ist, dass sich bei der punktuellen Beheizung die Auftriebskraft, die mittlere Dichte und die Strömungsform über der Förderrohrlänge kaum ändert (vgl. Kapitel 1.1 und 2.2).

Bei einer flächigen Beheizung hingegen verschiebt sich der Beginn der Dampfblasenbildung im Förderrohr in Hauptströmungsrichtung, je größer die Unterkühlung des Arbeitsmediums am Förderrohreintritt ist. Dadurch verändert sich die Auftriebskraft, die mittlere Dichte sowie die Strömungsform über der Förderrohrlänge. Ausgehend von einem konstanten Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  geringer, je größer die Unterkühlung des Arbeitsmediums ist.

Der Einfluss einer nicht konstanten Eintrittstemperatur auf den geförderten Flüssigkeitsmassenstrom über eine gesamte Kennlinie sowie innerhalb einer Messreihe bei flächiger

Beheizung am Förderrohr ist in [45] zu finden. Die durch die Vorwärmung mittels Heizschnur am Reservoir und die beiden DWÜs erzielte Temperatur am Förderrohrentritt inklusive deren Schwankungsbreite ist in Tabelle 4.3 aus Kapitel 4.2 aufgeführt.

### 3.1.3 Konstruktive Gestaltung des Reservoirs

Das Reservoir ist mit dem Ziel einer minimalen Schwankung des Füllstands gestaltet, um eine möglichst konstante Füllhöhe ( $\Delta H_{Res} = konst.$ ) und dementsprechend einen konstanten Vorlagedruck zu gewährleisten. Die Vorwärmung des Arbeitsmediums auf nahezu Siedetemperatur wird mittels einer optimierten Beheizung des Reservoirs ebenfalls erfüllt.

In Abbildung 3.2 ist eine CAD-Zeichnung des Reservoirs mit den äußeren Abmessungen sowie dem Messaufbau zur Bestimmung der Schwankungsbreite des Füllstandes abgebildet. Der Grundkörper des Reservoirs ist ein Quader mit quadratischer Grundfläche. Das Reservoir ist aus Edelstahlblechen mit einer Wandstärke von 3 mm gefertigt. Die Flüssigkeitsoberfläche resultiert aus den inneren Abmessungen von  $L_{Res,i} = 294 \text{ mm}$  und  $B_{Res,i} = 294 \text{ mm}$  zu  $A_{Res,i} = 86,4 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$ . Im Vergleich zum Förderrohrentritt ist die Oberfläche um den Faktor 1718 größer. Das Reservoir beinhaltet ein Schauglas und wurde so in den Prüfstand eingebaut, dass die aufgeheizte Flüssigkeit im Stillstand das Reservoir zur Hälfte füllt. Zur Reduktion der Wärmeverluste ist das Reservoir mit Mineralwolle gedämmt.

Am Zulauf (VII) strömen der Kondensat- und Flüssigkeitsmassenstrom zurück ins Reservoir. Um zu verhindern, dass heruntertropfende Flüssigkeit Schwankungen der Oberfläche verursacht, ist im Inneren des Reservoirs am Zulauf ein Schlauch befestigt. Die einströmende Flüssigkeit fließt innerhalb des Schlauches und mischt sich dadurch erst unter der Oberfläche mit der bereits vorhandenen Flüssigkeit.

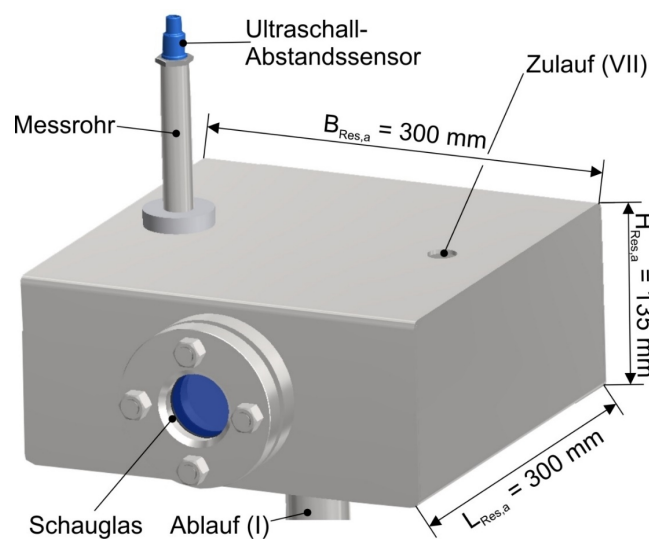


Abbildung 3.2: CAD-Zeichnung des Reservoirs mit Messaufbau zur Bestimmung der Schwankung des Füllstandes



Die Schwankung der Flüssigkeitsoberfläche wird im Betrieb mittels eines Ultraschall-Abstandssensors des Typs „UM18-218127111“ der Firma Sick gemessen. Dieser ist an einem Messrohr angebracht (vgl. Abbildung 3.2). Der Ultraschallsensor misst Abstände zwischen  $120\text{ mm} \leq s \leq 1300\text{ mm}$  mit einer Genauigkeit von 1 % des Messwertes. Der Abstand des am Messrohr angebrachten Sensors und der Flüssigkeitsoberfläche beträgt im Stillstand bei aufgeheiztem Prüfstand  $s = 175\text{ mm}$ .

Im aufgeheizten Zustand kondensiert Dampf im Inneren des Messrohres. Dadurch setzen sich Tropfen an der Wand des Messrohres ab, die die vom Ultraschall-Abstandssensor gesendeten Schallwellen reflektieren und somit das Messergebnis verfälschen. Die Schwankungsbreite der Flüssigkeitsoberfläche wird deshalb während des Aufheizvorgangs gemessen. In Abbildung 3.3 ist die Schwankung der Flüssigkeitsoberfläche im Reservoir sowie der Verlauf des Relativdruckes unterhalb des Reservoirs über eine Dauer von  $\Delta t = 20\text{ s}$  dargestellt. Daraus geht hervor, dass sich die Auslenkung der Flüssigkeitsoberfläche vom Stillstandniveau über die dargestellte Dauer zwischen  $-0,87\text{ mm}$  und  $0,83\text{ mm}$  befindet. Die maximale Schwankungsbreite beträgt demnach  $1,7\text{ mm}$ . Unter Berücksichtigung des Messfehlers beträgt die maximale Schwankungsbreite im ungünstigsten Fall  $5,2\text{ mm}$  (vgl. Tabelle A.7 im Anhang). Da 96 % aller Messwerte innerhalb des in Abbildung 3.3 eingezeichneten Bereichs von  $55,4\text{ mbar} \leq \Delta p_{Res} \leq 80,6\text{ mbar}$  liegen, ist die angegebene Schwankungsbreite aussagekräftig. Der Füllstand im Reservoir kann somit als konstant betrachtet werden.

Da der Verlauf der Oberflächenschwankung keine Periodizität und keine Analogie zum Relativdruckverlauf aufweist, resultiert die Schwankung nicht aus dem instationären Förderverhalten der Thermosiphonpumpe. Aus Beobachtungen geht hervor, dass von der Decke des Reservoirs herunterfallende Kondensattropfen die Schwankungen der Oberfläche verursachen.

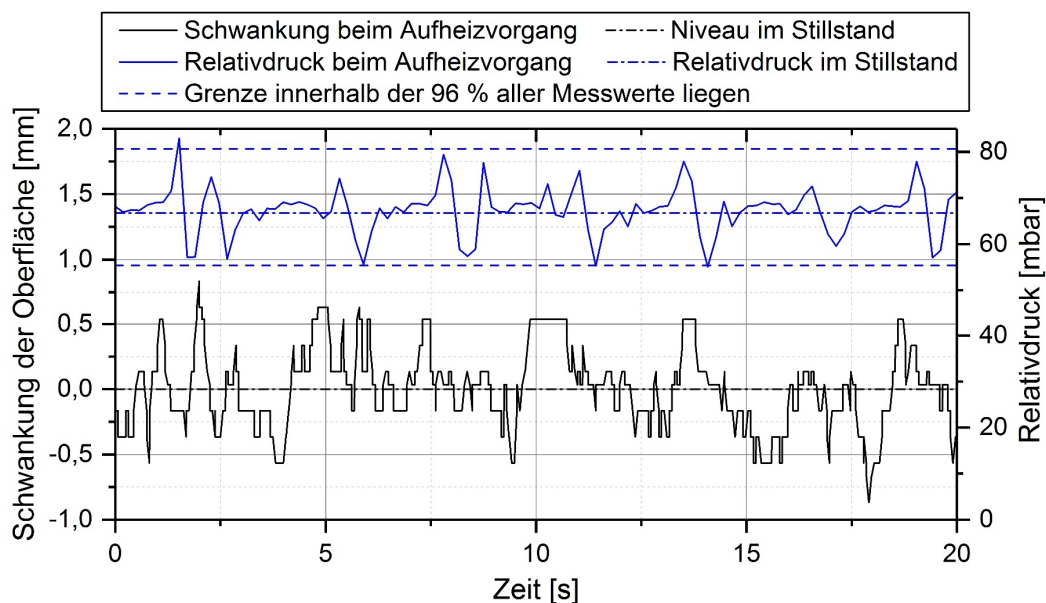


Abbildung 3.3: Schwankung der Flüssigkeitsoberfläche im Reservoir und des Relativdruckes unterhalb des Reservoirs

Zwei Heizschnüre mit einer gesamten elektrischen Leistung von  $P_{el,HS} = 142 \text{ W}$  sind am Boden des Reservoirs mäanderförmig angebracht, um Wärmeverluste an die Umgebung auszugleichen und das Arbeitsmedium vorzuwärmen. Die Soll-Temperatur der aus dem Reservoir austretenden Flüssigkeit beträgt  $\vartheta_{1,Soll} = 98 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Regelung der Heizschnüre nach der Soll-Temperatur findet über einen externen Zweipunktregler ohne Hysterese statt. Die Messstelle für die Temperaturregelung durch den externen Regler befindet sich an derselben Position wie Messstelle  $\vartheta_1$  (vgl. Abbildung 3.1). Die Soll-Temperatur ist so gewählt, dass diese nahe der Siedetemperatur liegt, jedoch keine lokale Verdampfung im Reservoir stattfindet. Anhand einer Sichtkontrolle am Schauglas wird dies überprüft und somit ausgeschlossen. Die Temperatur  $\vartheta_1$ , die sich abhängig von der Beheizungsart ergibt, liegt in 99 % aller Messwerte bei  $\vartheta_1 > 94,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Vorwärmung der Temperatur des Arbeitsmediums im Reservoir ermöglicht eine Feinjustierung der Temperatur über die beiden DWÜs. Eine Übersicht über die gemessenen Temperaturen  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_{3a}$  und  $\vartheta_{3b}$  in Abhängigkeit von der Beheizungsart ist in Tabelle 4.3 aus Kapitel 4.2 dargestellt.

### 3.1.4 Strömungsoptimierte Gestaltung des Förderrohreinlaufs

Der Übergang von der Zulaufstrecke (bzw. -rohr) zum Förderrohr ist strömungsoptimiert gestaltet, um einen möglichst geringen Druckverlust zu verursachen. Abbildung 3.4 zeigt eine Schnittzeichnung des Förderrohreinlaufs.

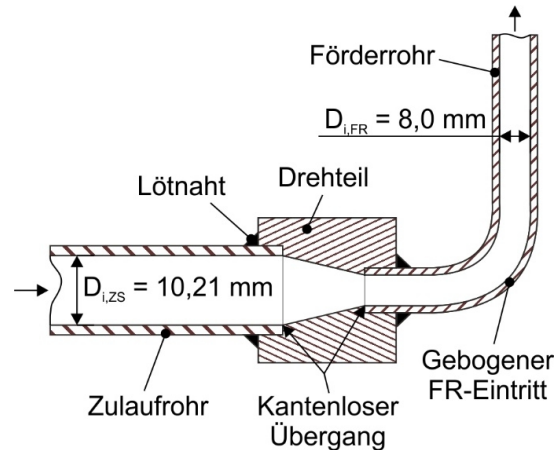


Abbildung 3.4: Schnittzeichnung des strömungsoptimierten Übergangs von der Zulaufstrecke zum Förderrohr

Ein kantenloser Übergang zwischen der horizontalen Zulaufstrecke ( $D_{i,ZS} = 10,21 \text{ mm}$ ) und dem Förderrohr ( $D_{i,FR} = 8,0 \text{ mm}$ ) wird durch ein Zwischenstück (Drehteil) mit einer konischen Durchgangsbohrung gewährleistet. Um eine strömungsoptimierte Umlenkung von der horizontalen Zulaufstrecke ins vertikale Förderrohr sicherzustellen, ist das Förderrohr am Eintritt um  $90^\circ$  gebogen.

### 3.2 Messtechnik und –abweichung

Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht der dauerhaft im Thermosiphonprüfstand eingesetzten Messgeräte (vgl. Abbildung 3.1) sowie deren Spezifikationen und Messabweichungen.

Messgerät	Messbereich	Maximaler Fehler der Messkette	Ausgangssignal	Typ
Thermoelemente ( $\vartheta_1 - \vartheta_9$ )	$-10\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,02\text{ K}$	Spannung	Rössel, Typ K, $\varnothing$ 1,5 mm, Klasse 1
	$140\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,06\text{ K}$		
Coriolis-Messgerät ( $\dot{M}_{fl}$ )	$5\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,03\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,62\%$ )	Stromstärke	Endress+Hauser, Promass 63A - DN4
	$45\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,08\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,17\%$ )		
Coriolis-Messgerät ( $\dot{M}_d$ )	$0,02\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,0009\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 4,43\%$ )	Stromstärke	Siemens, Sitrans FC Mass 2100-DI1.5
	$1\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,0016\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,16\%$ )		
Relativdrucksensor ( $\Delta p_{Res}$ )	$66,7\text{ mbar}$	$\pm 0,04\text{ mbar}$ ( $\pm 0,06\%$ )	Spannung	Newport Omega, PXM409 – 170HG10V
Leistungsmessgerät ( $P_{el}$ )	$50\text{ W}$	$\pm 1,31\text{ W}$ ( $\pm 2,62\%$ )	Digital	Powertek, PA4400A AV Power
	$825\text{ W}$	$\pm 2,09\text{ W}$ ( $\pm 0,253\%$ )		

Tabelle 3.1: Messabweichungen und Spezifikationen der Messgeräte

#### 3.2.1 Temperaturen

Alle Temperaturen werden mit Mantelthermoelementen vom „Typ K (NiCr/Ni)“ von der Firma Rössel gemessen. Die Thermoelemente sind durch Durchgangsverschraubungen an den Messstellen befestigt, um einen direkten Kontakt der Messspitzen mit dem Arbeitsmedium zu gewährleisten. Die gesamte Messkette bestehend aus Thermoelement, Übergabestelle und Datenerfassungsmodul wurde als Einheit zwischen  $-10\text{ }^\circ\text{C}$  und  $140\text{ }^\circ\text{C}$  in der Kalibrieranlage am ITW kalibriert. Ein Datenerfassungsmodul von Agilent-Technologies (34970A) zeichnet die Spannung alle  $30\text{ s}$  auf. Der Messfehler resultiert aus der Ungenauigkeit des Kalibrierbades und einem Polynomfehler, der aus der Berechnung der gemessenen Spannung in die Temperatur resultiert. Beispielhaft beträgt bei  $100\text{ }^\circ\text{C}$  der maximale Messfehler  $\pm 0,02\text{ K}$ .

#### 3.2.2 Drücke

Ein piezoresistiver Silizium-Drucksensor von der Firma Newport Omega misst den Relativdruck unterhalb des Reservoirs  $\Delta p_{Res}$  (PXM409 – 170HG10V). Der Drucksensor wurde werkseitig kalibriert. Anhand der Kalibrierdaten ergibt sich ein lineares Polynom zur Umrechnung der gemessenen Spannung in den Relativdruck  $\Delta p_{Res}$ . Der Fehler setzt sich somit aus dem Fehler des Polynoms sowie dem Fehler der Messdatenerfassung zusammen. Auch hierbei wird zur Datenerfassung ein Modul von Agilent-Technologies verwendet (34970A;  $\pm [0,0035\% \cdot U_{Mess} + 0,0005\% \cdot U_{Bereich}]$  Genauigkeit). Die Datenerfassungsfrequenz beträgt

5 Hz. Beispielhaft beträgt der maximale relative Fehler der gesamten Messkette des gemessenen Relativdruckes im Stillstand des Prüfstands  $\pm 0,06\%$  ( $\Delta p_{Res,SS} = [66,7 \pm 0,04] \text{ mbar}$ ).

### 3.2.3 Massenströme

Sowohl der Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  (Promass 63A – DN4) als auch der Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  (Sitrans FC Mass 2100 – DI1.5) wird kontinuierlich mittels eines Coriolis-Durchflussmessgerätes gemessen. Ein Datenerfassungsmodul von Meier-NT (ADL-MX;  $\pm 4 \mu\text{A}$  Genauigkeit) protokolliert sowohl die Messwerte des Flüssigkeits- als auch die Messwerte des Dampfmassenstroms mit einer Frequenz von 1 Hz. Für den relevanten Messbereich liegt der maximale relative Fehler der gesamten Messkette von  $\dot{M}_{fl}$  zwischen  $\pm 0,17\%$  und  $\pm 0,62\%$ , wohingegen der von  $\dot{M}_d$  zwischen  $\pm 0,16\%$  und  $\pm 4,43\%$  liegt.

### 3.2.4 Heizleistung

Ein Leistungsmessgerät vom Typ „PA4400A AV Power“ von der Firma Powertek misst die elektrische Heizleistung ( $\pm [0,1\% \cdot P_{Mess} + 0,1\% \cdot P_{Bereich} + 2 \text{ mW}]$  Genauigkeit). Das Messgerät ist direkt über eine Schnittstelle mit dem Laborrechner verbunden. Der maximale relative Fehler der gesamten Messkette beläuft sich für den relevanten Heizleistungsbereich auf Werte zwischen  $\pm 0,253\%$  und  $\pm 2,62\%$ .

## 4 Einfluss der Beheizungsart auf die Förderfähigkeit

Der Einfluss der Beheizungsart auf die Förderfähigkeit einer Thermosiphonpumpe wird anhand von punktueller, teilflächiger und flächiger Beheizung untersucht. Abhängig von der Beheizungsart unterscheiden sich die am Förderrohr zugeführte Wärmestromdichte, der Dichteverlauf über der Förderrohrlänge und die Strömungsform im Förderrohr. Abbildung 4.1 zeigt die Unterschiede bei punktueller (a), teilflächiger (b) und flächiger Beheizung (c).

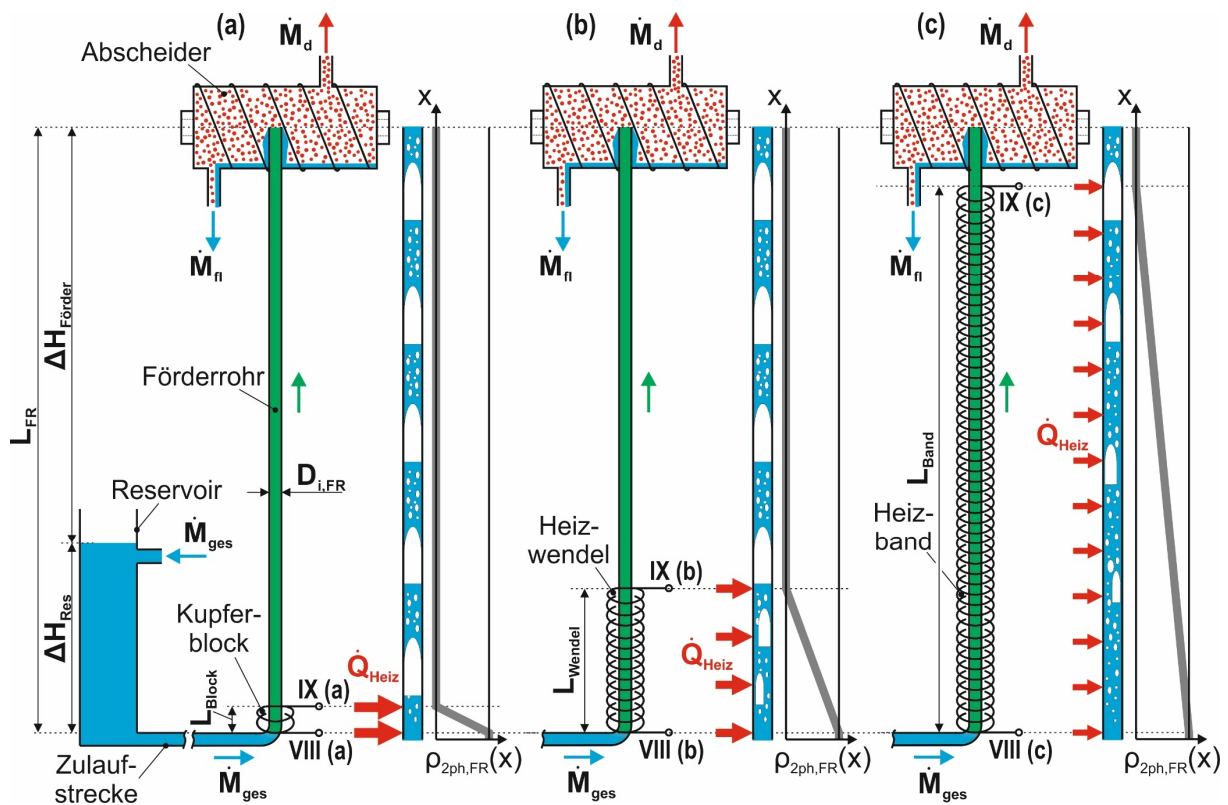


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Thermosiphonpumpe mit Dichteverlauf bei punktueller (a), teilflächiger (b) und flächiger Beheizung (c)

Um die verschiedenen Beheizungsarten miteinander vergleichbar zu machen, wird die relative Heizlänge eingeführt. Die relative Heizlänge  $\varphi$  ist wie folgt definiert:

$$\varphi = \frac{L_{\text{Heiz}}}{L_{\text{FR}}} \quad 4-1$$

Bei den experimentellen Untersuchungen entspricht  $L_{Heiz}$  bei punktueller Beheizung  $L_{Block}$  (a), bei teilflächiger Beheizung  $L_{Wendel}$  (b) und bei flächiger Beheizung  $L_{Band}$  (c). Unter der Annahme eines dem Förderrohr konstant zugeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_{Heiz}$  (vgl. Gleichung 3-3) und einer über den Umfang des Förderrohres homogenen Beheizung gilt: je größer die relative Heizlänge  $\varphi$ , desto geringer die Wärmestromdichte  $\dot{q}_{Heiz}$ . Bei der flächigen Beheizung ist aufgrund der größten wärmeübertragenden Fläche ( $A_{WÜ,FR,f} > A_{WÜ,FR,t} > A_{WÜ,FR,p}$ ) die Wärmestromdichte am geringsten ( $\dot{q}_{Heiz,f} < \dot{q}_{Heiz,t} < \dot{q}_{Heiz,p}$ ). Der zugeführte Wärmestrom lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{q}_{Heiz} \cdot A_{WÜ,FR} = k_{WÜ,FR} \cdot A_{WÜ,FR} \cdot (\vartheta_{WÜ,FR,ext} - \vartheta_{S,AM}) \quad 4-2$$

Nach Gleichung 4-2 gilt, dass bei konstantem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{WÜ,FR}$  und konstantem Heizwärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$  die Temperaturdifferenz zwischen der externen Beheizungs-temperatur am Förderrohr  $\vartheta_{WÜ,FR,ext}$  und der Siedetemperatur des Arbeitsmediums  $\vartheta_{S,AM}$  bei der flächigen Beheizung aufgrund der größten wärmeübertragenden Fläche am geringsten ist. Es gilt somit folgender Zusammenhang:  $\vartheta_{WÜ,FR,ext,f} < \vartheta_{WÜ,FR,ext,t} < \vartheta_{WÜ,FR,ext,p}$ .

Des Weiteren gilt: Je geringer die relative Heizlänge  $\varphi$  ist, umso geringer ist die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches  $\rho_{2ph,m,FR}$ . Durch Integration von  $\rho_{2ph,FR}(x)$  über der Förderrohrlänge  $L_{FR}$  berechnet sich die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches  $\rho_{2ph,m,FR}$  wie folgt:

$$\rho_{2ph,m,FR} = \frac{1}{L_{FR}} \cdot \int_0^{L_{FR}} \rho_{2ph,FR}(x) dx \quad 4-3$$

Bei der punktuellen Beheizung entsteht aufgrund der geringen relativen Heizlänge der gesamte Dampf am Fuße des Förderrohres und die lokale Dichte sinkt auf den geringsten Wert (vgl. Abbildung 4.1). Der theoretische Verlauf der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung wird in Kapitel 4.1 modelliert. Im Vergleich zur punktuellen Beheizung dazu hat die lokale Dichte bei der flächigen Beheizung erst nahe des Förderrohraustrittes den geringsten Wert erreicht, was zu folgendem Zusammenhang führt:  $\rho_{2ph,m,FR,p} < \rho_{2ph,m,FR,t} < \rho_{2ph,m,FR,f}$ . Der Einfluss der mittleren Dichte des Zweiphasengemisches über der Förderrohrlänge  $\rho_{2ph,m,FR}$  auf die Förderfähigkeit wird in Kapitel 4.2 experimentell betrachtet.

Abhängig von der relativen Heizlänge stellen sich unterschiedliche Strömungsformen der Zweiphasenströmung ein. Ausgehend von der Kolbenströmung entstehen bei der punktuellen Beheizung die Dampfkolben nahezu direkt am Ort der Wärmezufuhr. Bei der teilflächigen bzw. flächigen Beheizung schließen sich Dampfblasen möglicherweise erst oberhalb der Beheizung zu Dampfkolben zusammen (vgl. Abbildung 4.1).

## 4.1 Heterogenes Strömungsmodell

Anhand des heterogenen Strömungsmodells bzw. Schlupfmodells wird im Folgenden der theoretische Verlauf der Förderkennlinie modelliert. Die Modellierung wird in EES umgesetzt. Dabei werden die Dampf- und die Flüssigphase im Förderrohr getrennt voneinander betrachtet [38]. Es wird angenommen, dass die beiden Phasen kontinuierlich mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten strömen [46]. Das Strömungsverhalten von Zweiphasengemischen bestehend aus Dampf und Flüssigkeit unterliegt den Massen-, Energie- und Impulserhaltungssätzen [37]. Das heterogene Strömungsmodell basiert auf den in Kapitel 2.1 dargestellten Grundgleichungen sowie den Erhaltungssätzen.

Die Erhaltungssätze werden über Bilanzen an einer Systemgrenze angesetzt, die ausschließlich das Förderrohr vom Ein- bis zum Austritt umschließt. Entgegen der schematischen Darstellung in Abbildung 4.1 wird bei der Modellierung der zugeführte Wärmestrom nicht berücksichtigt ( $\dot{Q}_{Heiz} = 0$ ). Es gilt die Annahme, dass die partielle Verdampfung des Arbeitsmediums durch eine ideale punktuelle Beheizung ( $\varphi = 0$ ) vor dem eigentlichen Eintritt ins Förderrohr stattfindet. Ein dem System zugeführter Heizwärmestrom muss somit nicht berücksichtigt werden. Zudem gelten die Annahmen, dass das Förderrohr stationär durchströmt wird und das System adiabat ist ( $\dot{Q}_{Verl,FR} = 0$ ). Für den Strömungsquerschnitt im Förderrohr gilt  $A_{quer,FR} = A_{quer,FR,ein} = A_{quer,FR,aus}$ . Tabelle 4.1 zeigt die getroffenen Annahmen, die ähnlich zu den Versuchsbedingungen sind (vgl. Kapitel 4.2).

Arbeitsmedium	Wasser
Länge des Förderrohres	$L_{FR} = 1,91 \text{ m}$
Innendurchmesser des Förderrohres	$D_{i,FR} = 8,0 \text{ mm}$
Vorlagedruck	$\Delta p_{Res} = 66,7 \text{ mbar}$
Umgebungsdruck	$p_{amb} = 1 \text{ bar}$
Temperatur am Förderrohreintritt	$\vartheta_{FR,ein} = \vartheta_S$
Mittlere Temperatur über der Füllhöhe im Reservoir	$\vartheta_{m,Res} = 98,5 \text{ °C}$
Dampfmassenstrom	$0,004 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 5,0 \text{ kg h}^{-1}$
Schlupf (konstant über der Förderrohrlänge)	$S = 2; 4$

Tabelle 4.1: Annahmen für das heterogene Strömungsmodell

Die Massenstrombilanz bzw. Kontinuitätsgleichung ( $\dot{M}_{ges} = konst.$ ) ergibt sich unter der Verwendung von Gleichung 1-1 zu

$$\dot{M}_{d,FR,aus} + \dot{M}_{fl,FR,aus} = \dot{M}_{d,FR,ein} + \dot{M}_{fl,FR,ein} \quad . \quad 4-4$$

Es sei darauf hingewiesen, dass in diesem Kapitel sowie in Kapitel 4.1.2 der Massenstrom der Flüssigkeit sowie der Massenstrom des Dampfes am Ein- und Austritt unterschieden werden muss. Die gemessenen Massenströme  $\dot{M}_d$  und  $\dot{M}_{fl}$  (vgl. Abbildung 3.1) entsprechen den Massenströmen am Austritt des Förderrohres  $\dot{M}_{d,FR,aus}$  und  $\dot{M}_{fl,FR,aus}$ .

Die *Energiebilanz* berechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} & [\dot{x} \cdot h_d + (1 - \dot{x}) \cdot h_{fl}]_{FR,aus} + g \cdot L_{FR} + \frac{1}{2} \cdot [\dot{x} \cdot w_d^2 + (1 - \dot{x}) \cdot w_{fl}^2]_{FR,aus} \\ & = [\dot{x} \cdot h_d + (1 - \dot{x}) \cdot h_{fl}]_{FR,ein} + \frac{1}{2} \cdot [\dot{x} \cdot w_d^2 + (1 - \dot{x}) \cdot w_{fl}^2]_{FR,ein} \end{aligned} \quad 4-5$$

Dabei gilt für die spezifischen Enthalpien:  $h_{d,FR,ein} = h''(p_{FR,ein})$ ,  $h_{fl,FR,ein} = h'(p_{FR,ein})$ ,  $h_{d,FR,aus} = h''(p_{amb})$  und  $h_{fl,FR,aus} = h'(p_{amb})$ . Der Strömungsdampfgehalt  $\dot{x}$  berechnet sich nach Gleichung 2-6. Die Geschwindigkeiten der Dampfphase  $w_d$  und der Flüssigphase  $w_{fl}$  berechnen sich nach den Gleichungen 2-7 und 2-8. Der volumetrische Dampfgehalt  $\varepsilon$ , der wiederum zur Berechnung der Geschwindigkeit  $w$  nötig ist, kann über den Strömungsdampfgehalt  $\dot{x}$  bei bekanntem Schlupf  $S$  ermittelt werden (vgl. Gleichung 2-9). Der zugeführte Wärmestrom ist in der Energiebilanz nicht enthalten, da dieser wie bereits erwähnt  $\dot{Q}_{Heiz} = 0$  ist.

#### 4.1.1 Impulsbilanz

Die *Impulsbilanz* geht aus einem Kräftegleichgewicht am Förderrohr hervor, das bei konstantem Strömungsquerschnitt als Druckgleichgewicht wie folgt dargestellt werden kann:

$$\Delta p_{ges,FR} = \Delta p_{G,FR} + \Delta p_{B,FR} + \Delta p_{Verl,R,FR} = p_{FR,ein} - p_{amb} \quad 4-6$$

Der Druckabfall  $\Delta p_{ges,FR}$  im Förderrohr setzt sich aus

- dem geodätischen Anteil  $\Delta p_{G,FR}$  infolge von Höhenunterschieden,
- dem Beschleunigungsanteil  $\Delta p_{B,FR}$  durch die Beschleunigung der Phasen infolge von Phasenwechsellvorgängen oder Druckverlust sowie
- dem Reibungsanteil  $\Delta p_{Verl,R,FR}$  aufgrund der Wandreibung und der Reibung zwischen den Phasen

zusammen [38, 43, 46]. Dabei verursachen der geodätische Anteil  $\Delta p_{G,FR}$  und der Beschleunigungsanteil  $\Delta p_{B,FR}$  reversible Druckänderungen, die verlustfrei in andere Formen umgewandelt werden. Dahingegen ist die Druckänderung durch den Reibungsanteil  $\Delta p_{Verl,R,FR}$  irreversibel, was zu einem tatsächlichen Druckverlust führt [46]. Wie in Kapitel 2 beschrieben, hängt der Impulsaustausch zwischen den Phasen mit der Strömungsform zusammen und hat einen großen Einfluss auf die Förderfähigkeit.



### Geodätischer Druckabfall

Der geodätische Druckabfall im vertikalen Förderrohr berechnet sich nach

$$\Delta p_{G,FR} = \rho_{2ph,m,FR} \cdot g \cdot L_{FR} \quad , \quad 4-7$$

wobei sich die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches über der Förderrohrlänge  $\rho_{2ph,m,FR}$  aus dem arithmetischen Mittelwert der lokalen Dichte des Zweiphasengemisches am Eintritt  $\rho_{2ph,FR,ein}$  und am Austritt  $\rho_{2ph,FR,aus}$  des Förderrohres ergibt (vgl. Gleichung 4-8).

$$\rho_{2ph,m,FR} = \frac{\rho_{2ph,FR,ein} + \rho_{2ph,FR,aus}}{2} \quad 4-8$$

Die lokale Dichte des Zweiphasengemisches  $\rho_{2ph,FR}(x)$  wird nach dem heterogenen Strömungsmodell [30, 37, 38] mittels

$$\rho_{2ph,FR}(x) = (1 - \varepsilon(x)) \cdot \rho_{fl,FR} + \varepsilon(x) \cdot \rho_{d,FR} \quad 4-9$$

ermittelt. Dabei gilt für die Dichten:  $\rho_{d,FR,ein} = \rho''(p_{FR,ein})$ ,  $\rho_{fl,FR,ein} = \rho'(p_{FR,ein})$ ,  $\rho_{d,FR,aus} = \rho''(p_{amb})$  und  $\rho_{fl,FR,aus} = \rho'(p_{amb})$ .

### Beschleunigungsdruckabfall

Der Beschleunigungsdruckabfall berechnet sich folgendermaßen:

$$\Delta p_{B,FR} = \left( w_{d,FR}^2 \cdot \rho_{d,FR} \cdot \varepsilon + w_{fl,FR}^2 \cdot \rho_{fl,FR} \cdot (1 - \varepsilon) \right)_{aus} - \left( w_{d,FR}^2 \cdot \rho_{d,FR} \cdot \varepsilon + w_{fl,FR}^2 \cdot \rho_{fl,FR} \cdot (1 - \varepsilon) \right)_{ein} \quad 4-10$$

Die mittlere lokale Geschwindigkeit der Dampfphase berechnet sich nach Gleichung 2-7 und die der Flüssigphase nach Gleichung 2-8.

### Reibungsdruckverlust

In der Literatur stehen zahlreiche Methoden zur Berechnung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes in geraden Rohren zur Verfügung, die fast immer auf empirischen Ansätzen beruhen. Die meisten Berechnungsmethoden gehen auf LOCKHART UND MARTINELLI [47] zurück, die den Druckverlust von Zweiphasenströmungen auf den einphasiger Strömungen über einen Zweiphasenmultiplikator  $\phi^2$  beziehen [37]. Der Zweiphasenmultiplikator wurde von MARTINELLI UND NELSON eingeführt und kann sowohl auf die Dampf- als auch auf die Flüssigphase ( $\phi_d^2$  bzw.  $\phi_{fl}^2$ ) bezogen werden. Ausführliche Erläuterungen zum Grundprinzip der Berechnungsmethode nach LOCKHART UND MARTINELLI sind in [37] zu finden.

In der vorliegenden Arbeit wird der Reibungsdruckverlust nach der Berechnungsmethode von CHISHOLM [39] berechnet, da dies eine häufig angewandte Methode zur Berechnung des

zweiphasigen Druckverlustes in vertikalen Rohrleitungen ist [37, 43, 46]. Die Berechnungsmethode basiert auf dem Grundprinzip von LOCKHART UND MARTINELLI. Der Zweiphasenmultiplikator  $\phi_{fl}^2$  wird auf die Flüssigphase bezogen, sodass sich der Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung  $\Delta p_{Verl,R,FR}$  wie folgt berechnet:

$$\Delta p_{Verl,R,FR} = \Delta p_{Verl,R,fl,FR} \cdot \phi_{fl,m,FR}^2 \quad 4-11$$

Als Bezugswert wird der Reibungsdruckverlust der Flüssigkeit  $\Delta p_{Verl,R,fl,FR}$  verwendet. Dieser wird unter der Annahme ermittelt, dass der gesamte Rohrquerschnitt von der Flüssigkeit, die alleine im Rohr vorliegt, durchströmt wird.

$$\Delta p_{Verl,R,fl,FR} = \zeta_{fl,m,FR} \cdot \frac{L_{FR}}{D_{i,FR}} \cdot \frac{\rho_{fl,m,FR} \cdot j_{fl,m,FR}^2}{2} \quad 4-12$$

Sämtliche benötigte mittlere Stoffwerte bzw. Größen über der Förderrohrlänge werden aus dem arithmetischen Mittelwert des lokalen Stoffwertes am Ein- und Austritt des Förderrohres berechnet (analog zu Gleichung 4-8). Die Leerrohrgeschwindigkeit  $j_{fl,m,FR}$  wird mit Gleichung 2-11 berechnet. Der Widerstandsbeiwert ist von der Reynolds-Zahl abhängig  $\zeta_{fl,m,FR} = f(Re_{fl,m,FR})$ . Dabei gilt für die laminare Strömung ( $Re \leq 1055$ )

$$\zeta_{fl,m,FR,lam} = \frac{64}{Re_{fl,m,FR}} \quad 4-13$$

und für die turbulente Strömung ( $Re > 1055$ )

$$\zeta_{fl,m,FR,turb} = \left[ 0,86859 \cdot \ln \left( \frac{Re_{fl,m,FR}}{1,964 \cdot \ln(Re_{fl,m,FR}) - 3,8215} \right) \right]^{-2} \quad 4-14$$

[37, 43, 46]. Die Reynolds-Zahl wird wie folgt berechnet:

$$Re_{fl,m,FR} = \frac{\dot{m}_{ges,FR} \cdot D_{i,FR}}{\eta_{fl,m,FR}} \quad 4-15$$

Der Zweiphasenmultiplikator nach CHISHOLM [37, 39, 43] berechnet sich wie folgt:

$$\phi_{fl,m,FR}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) \cdot \left( B^* \cdot \dot{x}_m^{\frac{2-n}{2}} \cdot (1 - \dot{x}_m)^{\frac{2-n}{2}} + \dot{x}_m^{2-n} \right) \quad 4-16$$

CHISHOLM [39] gibt für glatte Rohre  $n = 0,25$  an, was sich von der Annahme im VDI-WÄRME-ATLAS [43] und bei MAYINGER [37] mit  $n = 0,2$  unterscheidet. Die Druckverlustberechnung in dieser Arbeit wird mit  $n = 0,2$  durchgeführt. Des Weiteren gilt

$$\Gamma = \left( \frac{\rho_{fl,m,FR}}{\rho_{d,m,FR}} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{\eta_{d,m,FR}}{\eta_{fl,m,FR}} \right)^{0,1} \quad 4-17$$

und

$$B^* = \frac{21 \cdot \Gamma - 2^{2-n} + 2}{\Gamma^2 - 1}, \quad 4-18$$

falls  $\Gamma > 8,9$  ist, was zutrifft.

### Zustand am Eintritt des Förderrohres

Um den Zustand des flüssigen Arbeitsmediums am Förderrohreintritt zu bestimmen, wird die Bernoulli'sche Gleichung für stationäre, inkompressible Strömungen verwendet. Es wird angenommen, dass das Arbeitsmedium in der Zulaufstrecke bis zum Förderrohreintritt ausschließlich im flüssigen Aggregatzustand vorliegt. Der Massenstrom des Arbeitsmediums am Förderrohreintritt  $\dot{M}_{FR,ein}$  ist gleichzeitig der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges}$ , der sich nach Gleichung 1-1 berechnet. Von der Flüssigkeitsoberfläche im Reservoir bis zum Förderrohreintritt lautet die Bernoulli'sche Gleichung wie folgt:

$$\begin{aligned} p_{amb} + \rho_{m,Res} \cdot g \cdot \Delta H_{Res} &= p_{FR,ein} + \Delta p_{Verl,ZS} \\ &= p_{stat,FR,ein} + p_{dyn,FR,ein} + \Delta p_{Verl,ZS} \\ &= p_{stat,FR,ein} + 0,5 \cdot \rho_{FR,ein} \cdot w_{FR,ein}^2 + \Delta p_{Verl,ZS} \end{aligned} \quad 4-19$$

Der Druck am Förderrohreintritt  $p_{FR,ein}$  setzt sich aus der Summe des statischen Druckes  $p_{stat,FR,ein}$  und des dynamischen Druckes  $p_{dyn,FR,ein}$  zusammen. Berechnen lässt sich der Druck am Förderrohreintritt aus der Summe des Umgebungsdruckes  $p_{amb}$  und des Vorlagedruckes ( $\Delta p_{Res} = \rho_{m,Res} \cdot g \cdot \Delta H_{Res}$ ) abzüglich des Reibungsdruckverlustes in der Zulaufstrecke  $\Delta p_{Verl,ZS}$ . Eine detaillierte Erläuterung zur Berechnung des Reibungsdruckverlustes ist im Anhang A.3 zu finden.

Die Füllhöhe im Reservoir  $\Delta H_{Res}$  und der Umgebungsdruck  $p_{amb}$  sind gegeben. Die mittlere Dichte des flüssigen Arbeitsmediums über der Füllhöhe  $\rho_{m,Res}(\vartheta_{m,Res})$  sowie die Dichte des flüssigen Arbeitsmediums am Förderrohreintritt  $\rho_{FR,ein}(\vartheta_{FR,ein})$  lassen sich über die jeweilige Temperatur ermitteln. Die Geschwindigkeit des flüssigen Arbeitsmediums am Förderrohreintritt  $w_{FR,ein}$  wird in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom wie folgt berechnet:

$$w_{FR,ein} = \frac{\dot{M}_{ges}}{A_{quer,ZS} \cdot \rho_{FR,ein}} \quad 4-20$$

#### 4.1.2 Förderkennlinienverlauf

In Abbildung 4.2 (oben) sind die mittels heterogenem Strömungsmodell berechneten Förderkennlinien bei einem angenommenen Schlupf von  $S = 2$  sowie  $S = 4$  dargestellt. Die sich ergebende Förderkennlinie basiert auf folgender Gleichung:

$$\Delta p_{Res} = \Delta p_{ges,FR} + \Delta p_{Verl,ZS} = \Delta p_{G,FR} + \Delta p_{B,FR} + \Delta p_{Verl,R,FR} + \Delta p_{Verl,ZS} \quad 4-21$$

Befindet sich die antreibende Druckdifferenz, die dem Vorlagedruck  $\Delta p_{Res} = 66,7 \text{ mbar}$  entspricht, im Gleichgewicht zur entgegenwirkenden Druckdifferenz ( $\Delta p_{ges,FR} + \Delta p_{Verl,ZS}$ ), stellt sich ein stabiler Betriebspunkt ein.

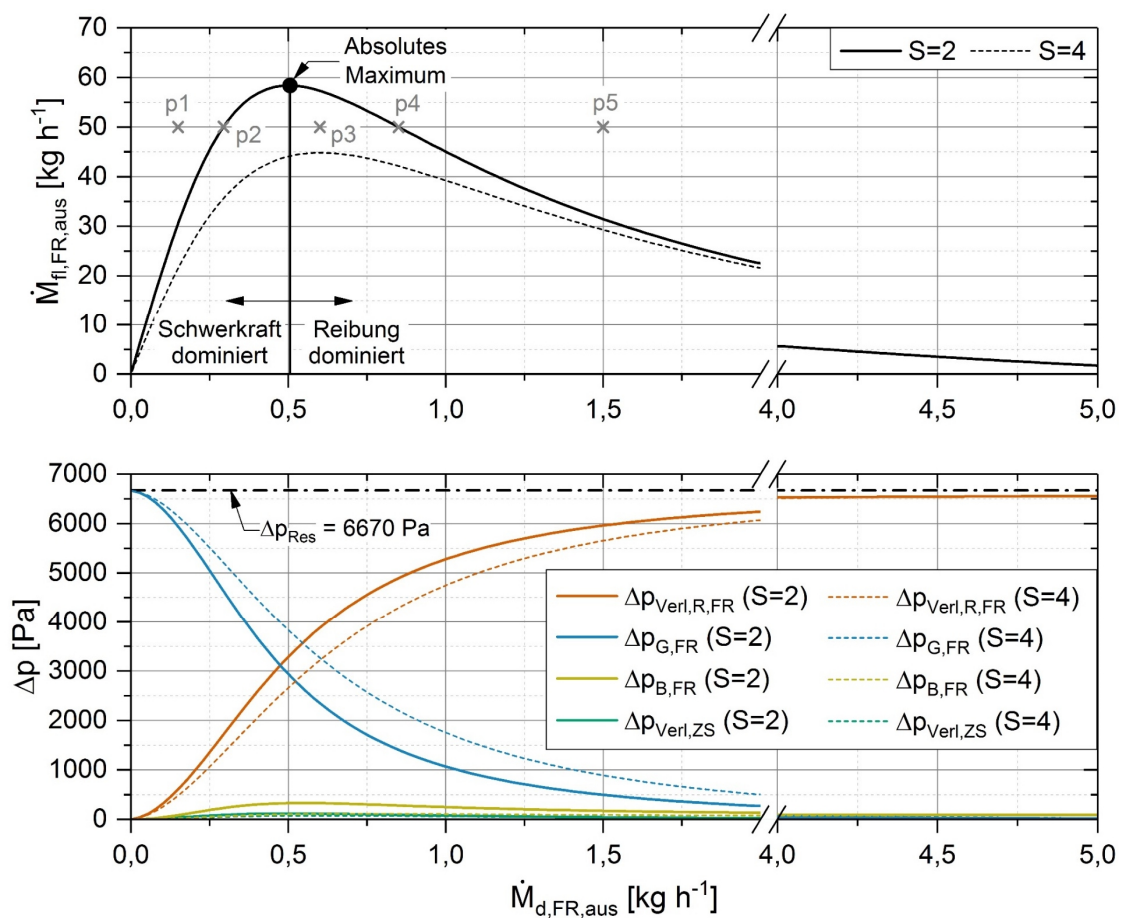


Abbildung 4.2: Mittels heterogenem Strömungsmodell berechnete Förderkennlinie (oben) und die Förderung beeinflussende Druckdifferenzen über dem Dampfmassenstrom (unten)

Im Folgenden wird ausschließlich auf den qualitativen Verlauf der berechneten Förderkennlinien eingegangen. Die beiden Förderkennlinien weisen unabhängig vom Schlupf den gleichen Verlauf auf. Eine Erhöhung des Dampfmassenstroms  $\dot{M}_{d,FR,aus}$  führt zu einer Steigerung des Flüssigkeitsmassenstroms  $\dot{M}_{fl,FR,aus}$ , bis dieser ein absolutes Maximum erreicht. Bei weiter steigendem Dampfmassenstrom sinkt der Flüssigkeitsmassenstrom ab. Je höher der Schlupf

$S$  ist, desto geringer ist bezogen auf den gleichen Dampfmassenstrom der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom.

Abbildung 4.2 (unten) zeigt die Verläufe der am Druckgleichgewicht (vgl. Gleichung 4-21) beteiligten Druckdifferenzen über dem Dampfmassenstrom, worauf die Förderkennlinie basiert. Die der Antriebsdruckdifferenz  $\Delta p_{Res}$  entgegenwirkende Druckdifferenz setzt sich größtenteils aus der geodätischen Druckdifferenz  $\Delta p_{G,FR}$  und dem Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{Verl,R,FR}$  zwischen Ein- und Austritt des Förderrohres zusammen. Der Reibungsdruckverlust in der Zulaufstrecke  $\Delta p_{Verl,ZS}$  sowie der Beschleunigungsdruckabfall im Förderrohr  $\Delta p_{B,FR}$  sind von untergeordneter Bedeutung.

Bei steigendem Dampfmassenstrom sinkt die geodätische Druckdifferenz über den gesamten Bereich, wohingegen der Reibungsdruckverlust steigt. Die Steigerung des Dampfmassenstroms führt zu einer Erhöhung des volumetrischen Dampfgehaltes, einer Reduktion der Dichte des Zweiphasengemisches und dementsprechend zu einer höheren Auftriebskraft. Die sinkende geodätische Druckdifferenz führt dazu, dass der Flüssigkeitsmassenstrom bis zu seinem absoluten Maximum ansteigt. Der steigende Reibungsdruckverlust führt dazu, dass der Flüssigkeitsmassenstrom nach dem absoluten Maximum sinkt. Aus Abbildung 4.2 geht hervor, dass das absolute Maximum bei einem Betriebspunkt vorliegt, bei dem der Reibungsdruckverlust geringfügig größer als die geodätische Druckdifferenz ist. Die Förderkennlinien lassen sich somit jeweils in zwei Bereiche unterteilen:

- Bereich, in dem die Schwerkraft dominiert
  - Bei steigendem Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  bzw. volumetrischem Dampfgehalt  $\varepsilon$  erhöht sich der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$
- Bereich, in dem die Reibung dominiert
  - Bei steigendem Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  bzw. volumetrischem Dampfgehalt  $\varepsilon$  sinkt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$

Höhere Dampfmassenströme als  $\dot{M}_{d,FR,aus} = 5 \text{ kg h}^{-1}$  sind nicht möglich, da im Förderrohr eintritt keine Flüssigkeit mehr sondern ausschließlich Dampf vorliegen würde. Anhand der in Abbildung 4.2 (oben) eingezeichneten Punkte p1 bis p5 wird der Unterschied von stabilen und nicht stabilen Betriebspunkten bei einem Schlupf von  $S = 2$  erläutert. Abbildung 4.3 stellt die anteilige Zusammensetzung der einzelnen Druckdifferenzen (vgl. Gleichung 4-21) von den Punkten p1 bis p5 dar.

Die Punkte lassen sich wie folgt unterscheiden:

- $\Delta p_{Res} < \Delta p_{ges,FR} + \Delta p_{Verl,ZS}$  (p1 und p5)
  - Betriebspunkt nicht stabil bzw. nicht möglich
  - Strömung würde abgebremst werden, bis sich ein stabiler Betriebspunkt einstellt

- $\Delta p_{Res} = \Delta p_{ges,FR} + \Delta p_{Verl,ZS}$  (p2 und p4)
  - Stabiler Betriebspunkt
  - Stationäre Strömung stellt sich ein
- $\Delta p_{Res} > \Delta p_{ges,FR} + \Delta p_{Verl,ZS}$  (p3)
  - Betriebspunkt nicht stabil bzw. nicht möglich
  - Strömung würde beschleunigt werden, bis sich ein stabiler Betriebspunkt einstellt

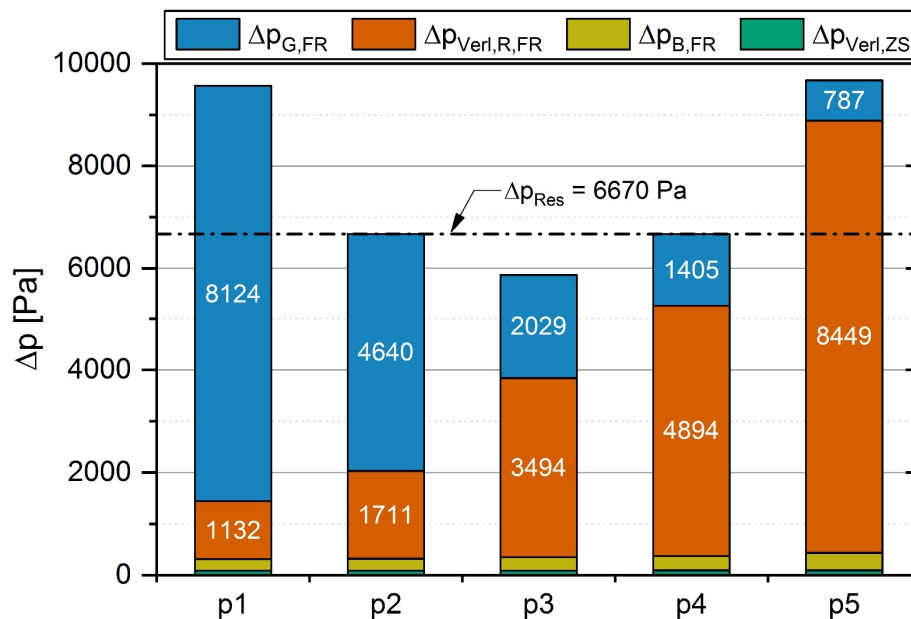


Abbildung 4.3: Anteilige Zusammensetzung der Druckdifferenzen für die Punkte p1 bis p5 ( $S=2$ )

### Einfluss der relativen Heizlänge auf die Förderfähigkeit

Wie in Abbildung 4.2 (unten) dargestellt, ist der geodätische Druckabfall im Förderrohr  $\Delta p_{G,FR}$  umso geringer, je geringer der Schlupf  $S$  ist. Ursache dafür ist, dass ein geringerer Schlupf eine Absenkung der mittleren Dichte des Zweiphasengemisches über der Länge des Förderrohres  $\rho_{2ph,m,FR}$  bewirkt (vgl. Gleichung 4-7). Nach dem Druckgleichgewicht (Gleichung 4-21) resultiert, dass bei sinkendem geodätischen Druckabfall  $\Delta p_{G,FR}$  die Summe der restlichen Druckdifferenzen  $\Delta p_{Verl,R,FR}$ ,  $\Delta p_{B,FR}$  und  $\Delta p_{Verl,ZS}$  größer wird, sofern  $\Delta p_{Res}$  konstant ist. Aus Abbildung 4.2 (oben) geht hervor, dass ausgehend von einem konstanten Dampfmassenstrom  $\dot{M}_{d,FR,aus}$  ein sinkender geodätischer Druckabfall  $\Delta p_{G,FR}$  eine Erhöhung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms  $\dot{M}_{fl,FR,aus}$  bewirkt.

Wie bereits zu Beginn des Kapitels aufgezeigt, beeinflusst auch die relative Heizlänge  $\varphi$  die mittlere Dichte im Förderrohr  $\rho_{2ph,m,FR}$  (vgl. Abbildung 4.1). Eine Reduktion der relativen Heizlänge  $\varphi$  führt zu einer Absenkung der mittleren Dichte  $\rho_{2ph,m,FR}$  und dementsprechend des geodätischen Druckabfalls  $\Delta p_{G,FR}$ . Unter der Annahme eines konstanten Schlupfes  $S$  sowie

eines konstanten Dampfmassenstromes  $\dot{M}_{d,FR,aus}$  gilt somit folgender Zusammenhang: Je geringer die relative Heizlänge  $\varphi$  ist, desto höher ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fL,FR,aus}$ .

## 4.2 Experimentelle Untersuchung der Förderfähigkeit

Die Versuchsbedingungen, die unabhängig von der Beheizungsart sind, zeigt Tabelle 4.2, wobei diese in festgelegte Größen und Messgrößen unterteilt sind. Demineralisiertes Wasser wird als Arbeitsmedium eingesetzt. Das Förderrohr besteht aus Kupfer, ist  $L_{FR} = 1,91 \text{ m}$  lang und hat einen Innendurchmesser von  $D_{i,FR} = 8,0 \text{ mm}$ . Vor jeder Messreihe wird der Vorlagedruck bei aufgeheiztem Prüfstand im Stillstand auf  $\Delta p_{Res,SS} = 66,7 \text{ mbar}$  eingestellt. Das Verhältnis von Füllstand zu Förderrohrlänge beträgt demnach  $\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1} = 0,36$ . Der Förderrohrenlauf ist bei jeder Beheizungsart exakt baugleich gestaltet (vgl. Kapitel 3.1.4). Der Wärmestrom wird dem Förderrohr stets von außen zugeführt (siehe Abbildung 4.1).

Die Raumtemperatur wird auf  $\vartheta_{amb} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$  geregelt, wobei die maximal gemessene Abweichung  $2,7 \text{ K}$  beträgt. Der Umgebungsdruck, der aufgrund des zur Umgebung hin offenen Prüfstandes dem Betriebsdruck entspricht, liegt zwischen  $0,955 \text{ bar} \leq p_{amb} \leq 0,966 \text{ bar}$ .

Festgelegte Größen	
Arbeitsmedium	Demineralisiertes Wasser
Länge des Förderrohres	$L_{FR} = 1,91 \text{ m}$
Innendurchmesser des Förderrohres	$D_{i,FR} = 8,0 \text{ mm}$
Material des Förderrohres	Kupfer
Verhältnis von Füllstand zu Förderrohrlänge	$\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1} = 0,36$
Vorlagedruck im Stillstand (aufgeheizte Anlage)	$\Delta p_{Res,SS} = 66,7 \text{ mbar}$
Soll-Temperatur am Reservoiraustritt	$\vartheta_{Res,aus,Soll} = 98 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatur am externen Eintritt von DWÜ2	$\vartheta_{DWÜ2,ext,ein} \approx 99,4 \text{ }^\circ\text{C}$
Messgrößen	
Betriebsdruck ( $\triangleq$ Umgebungsdruck)	$0,955 \text{ bar} \leq p_{amb} \leq 0,966 \text{ bar}$
Umgebungstemperatur	$23,9 \text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta_{amb} \leq 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabelle 4.2: Versuchsbedingungen unabhängig von der Beheizungsart

Die Temperatur des Arbeitsmediums am Förderrohrentritt  $\vartheta_{FR,ein}$  soll nahe Siedetemperatur sein.  $\vartheta_{FR,ein}$  lässt sich über die Eintrittstemperatur am externen Kreislauf von DWÜ2  $\vartheta_{DWÜ2,ext,ein}$  und über die Austrittstemperatur aus dem Reservoir  $\vartheta_{Res,aus}$  justieren. Um Blasen-

bildung während der Vorwärmung des Arbeitsmediums zu vermeiden, werden die Temperaturen auf die maximal möglichen Werte von  $\vartheta_{Res,aus,Soll} = 98\text{ °C}$  und  $\vartheta_{DWÜ2,ext,ein} \approx 99,4\text{ °C}$  geregelt. Beide Temperaturen befinden sich knapp unter der Siedetemperatur am jeweiligen Ort. Eine lokale Verdampfung am Boden des Reservoirs kann ausgeschlossen werden, was eine optische Überprüfung über das Schauglas während einer Messreihe zeigt.

Tabelle 4.3 gibt eine Übersicht über die von der Beheizungsart abhängigen Größen. Mit der konstanten Förderrohrlänge von  $L_{FR} = 1910\text{ mm}$  ergibt sich nach Gleichung 4-1 die relative Länge der punktuellen Beheizung mit  $L_{Heiz} = L_{Block}$  zu  $\varphi_{Block} = 5,5\%$ , die der teilflächigen Beheizung mit  $L_{Heiz} = L_{Wendel}$  zu  $\varphi_{Wendel} = 15,7\%$  und die der flächigen Beheizung mit  $L_{Heiz} = L_{Band}$  zu  $\varphi_{Band} = 92,1\%$ .

Größe	Beheizungsart		
	Punktuell	Teilflächig	Flächig
$\varphi$	5,5 %	15,7 %	92,1 %
$P_{el,min} (\approx \dot{Q}_{Heiz,min})$	61 W	64 W	101 W
$P_{el,max} (\approx \dot{Q}_{Heiz,max})$	727 W	750 W	826 W
$\dot{q}_{Heiz,min}$	$22,9\text{ kW m}^{-2}$	$8,5\text{ kW m}^{-2}$	$1,8\text{ kW m}^{-2}$
$\dot{q}_{Heiz,max}$	$272,9\text{ kW m}^{-2}$	$99,5\text{ kW m}^{-2}$	$18,7\text{ kW m}^{-2}$
$\vartheta_1 = \vartheta_{Res,aus}$	$\geq 96,7\text{ °C}^*$	$\geq 96,3\text{ °C}^*$	$\geq 94,8\text{ °C}^*$
$\vartheta_{3a} = \vartheta_{DWÜ2,int,aus}$	$\geq 97,3\text{ °C}^*$	$\geq 96,8\text{ °C}^*$	$\geq 95,8\text{ °C}^*$
$\vartheta_{3b} = \vartheta_{FR,ein}$	$\geq 98,1\text{ °C}^*$	$\geq 96,6\text{ °C}^*$	$\geq 95,2\text{ °C}^*$
$\vartheta_s - \vartheta_{FR,ein}$	$\leq 2,4\text{ K}^*$	$\leq 3,6\text{ K}^*$	$\leq 5,3\text{ K}^*$

\* gilt für 99% aller Messwerte

Tabelle 4.3: Versuchsbedingungen abhängig von der Beheizungsart

Für die punktuelle Beheizung dient ein Kupferblock mit vier Sacklöchern zur Integration von Heizpatronen (Presspassungen) mit einer elektrischen Leistung von je 250 W. Es werden Hochleistungsheizpatronen der Firma Mickenhagen vom Typ „HHP-230V-250W-A2,0-10x100“ eingesetzt. Sie haben einen Durchmesser von 10 mm und eine Länge von 100 mm. Der Aufbau des Kupferblocks mit integrierten Heizpatronen ist in [45] dargestellt. Die maximale Leistung aller vier Heizpatronen beträgt  $P_{el,HP,max} = 1000\text{ W}$  (vgl. VIII(a) und IX(a) in Abbildung 3.1 und Abbildung 4.1). Die maximal zuführbare Wärmestromdichte an der Innenfläche des Förderrohres bei der punktuellen Beheizung beträgt somit  $\dot{q}_{Block,max} = 375,4\text{ kW m}^{-2}$ . Um den Wärmeübergang zu gewährleisten und eine Überhitzung der Heizpatronen zu vermeiden, befindet sich eine metallische Wärmeleitpaste mit einer Wärmeleitfähigkeit von  $\lambda_{WLP} = 80\text{ W m}^{-1}\text{ K}^{-1}$  zwischen dem Förderrohr und dem Kupferblock. Zusätzlich wird die Temperatur



im Inneren des Kupferblocks während der Messungen überwacht. Die eingestellte elektrische Leistung  $P_{el}$  entspricht näherungsweise dem Heizwärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz}$ . Die eingestellte elektrische Leistung der insgesamt vier Heizpatronen liegt zwischen  $61\text{ W} \leq P_{el,HP} \leq 727\text{ W}$ . Die teilflächige Beheizung des Förderrohres erfolgt über eine Heizwendel mit einer maximalen elektrischen Leistung von  $P_{el,Wendel,max} = 750\text{ W}$  (vgl. VIII(b) und IX(b) in Abbildung 3.1 und Abbildung 4.1). Die Heizwendel stammt ebenfalls von der Firma Mickenhagen und ist vom Typ „WRP-2,2x4,2-750W-A1,0-10x300“. Sie hat einen Innendurchmesser von  $10\text{ mm}$  und eine gewundene Länge von  $300\text{ mm}$ . Die eingestellte elektrische Leistung der Heizwendel liegt zwischen  $64\text{ W} \leq P_{el,Wendel} \leq 750\text{ W}$ .

Die flächige Beheizung erfolgt über ein um das Förderrohr gewickeltes Heizband mit einer maximalen elektrischen Leistung von  $P_{el,Band,max} = 900\text{ W}$  (vgl. VIII(c) und IX(c) in Abbildung 3.1 und Abbildung 4.1). Es wird ein Hochtemperatur-Heizband mit Glasfasergewebe und Schutzleitung der Firma Hillesheim vom Typ „HBS/040“ eingesetzt. Das Heizband hat eine Länge von  $4\text{ m}$ . Die eingestellte elektrische Leistung des Heizbandes liegt zwischen  $101\text{ W} \leq P_{el,Band} \leq 826\text{ W}$ .

Die am Förderrohr zugeführte Wärmestromdichte  $\dot{q}_{Heiz}$  ergibt sich unter Vernachlässigung der Wärmeverluste bezogen auf die Mantelfläche des Innenrohres  $A_{FR,i,Mantel}$ . Bei der punktuellen Beheizung liegt die Wärmestromdichte zwischen  $22,9\text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q}_{Heiz,p} \leq 272,9\text{ kW m}^{-2}$ , bei der teilflächigen Beheizung zwischen  $8,5\text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q}_{Heiz,tf} \leq 99,5\text{ kW m}^{-2}$  und bei der flächigen Beheizung zwischen  $1,8\text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q}_{Heiz,f} \leq 18,7\text{ kW m}^{-2}$ .

Aus Tabelle 4.3 geht hervor, dass die gemessenen Temperaturen  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_{3a}$  und  $\vartheta_{3b}$  in der Zulaufstrecke des Arbeitsmediums bis zum Förderrohreintritt stark von der Beheizungsart abhängen. 99 % aller Messwerte der Temperaturen des in das Förderrohr eintretenden Arbeitsmediums  $\vartheta_{FR,ein}$  sind unter Anbetracht aller Beheizungsarten maximal  $5,3\text{ K}$  niedriger als die Siedetemperatur. 99 % der Messwerte von der punktuellen Beheizung sind maximal  $2,4\text{ K}$  und von der teilflächigen Beheizung maximal  $3,6\text{ K}$  im Vergleich zur Siedetemperatur unterkühlt. Mittels Gleichung 3-3 kann der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verl}$  im quasistationären Zustand berechnet werden. Der berechnete Verlustwärmestrom kann als Plausibilitätskontrolle des Messverfahrens herangezogen werden. Da der Verlustwärmestrom stets positive Werte aufweist, können die Messwerte als plausibel eingestuft werden.

#### 4.2.1 Messergebnisse und Förderkennlinien

Die Förderkennlinien der drei verschiedenen Beheizungsarten sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Dabei ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  (Nutzen) über dem erzeugten Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  (Aufwand) aufgetragen. Alle Messergebnisse basieren auf den in Tabelle 4.2 und Tabelle 4.3 aufgeführten Versuchsbedingungen. Bei jeder Beheizungsart wird

sowohl eine aufwärts gerichtete Messreihe (auf) mit steigender als auch eine abwärts gerichtete Messreihe (ab) mit abnehmender elektrischer Leistung  $P_{el}$  ( $\triangleq \dot{Q}_{Heiz}$ ) durchgeführt. Die aufwärts gerichtete Messreihe beginnt bei der jeweils niedrigsten elektrischen Leistung, während die abwärts gerichtete Messreihe bei der höchsten beginnt.  $P_{el}$  wird in Schrittwerten von ca.  $12,5\text{ W}$  erhöht bzw. abgesenkt. Eine Messreihe ergibt sich aus der Veränderung der elektrischen Leistung in einem Zeitintervall von  $\Delta t = 90\text{ min}$ . Die Messpunkte einer Förderkennlinie ergeben sich aus dem arithmetischen Mittelwert der letzten  $60\text{ min}$  des jeweiligen Zeitintervalls, in denen ein quasistationärer Zustand erreicht wurde.

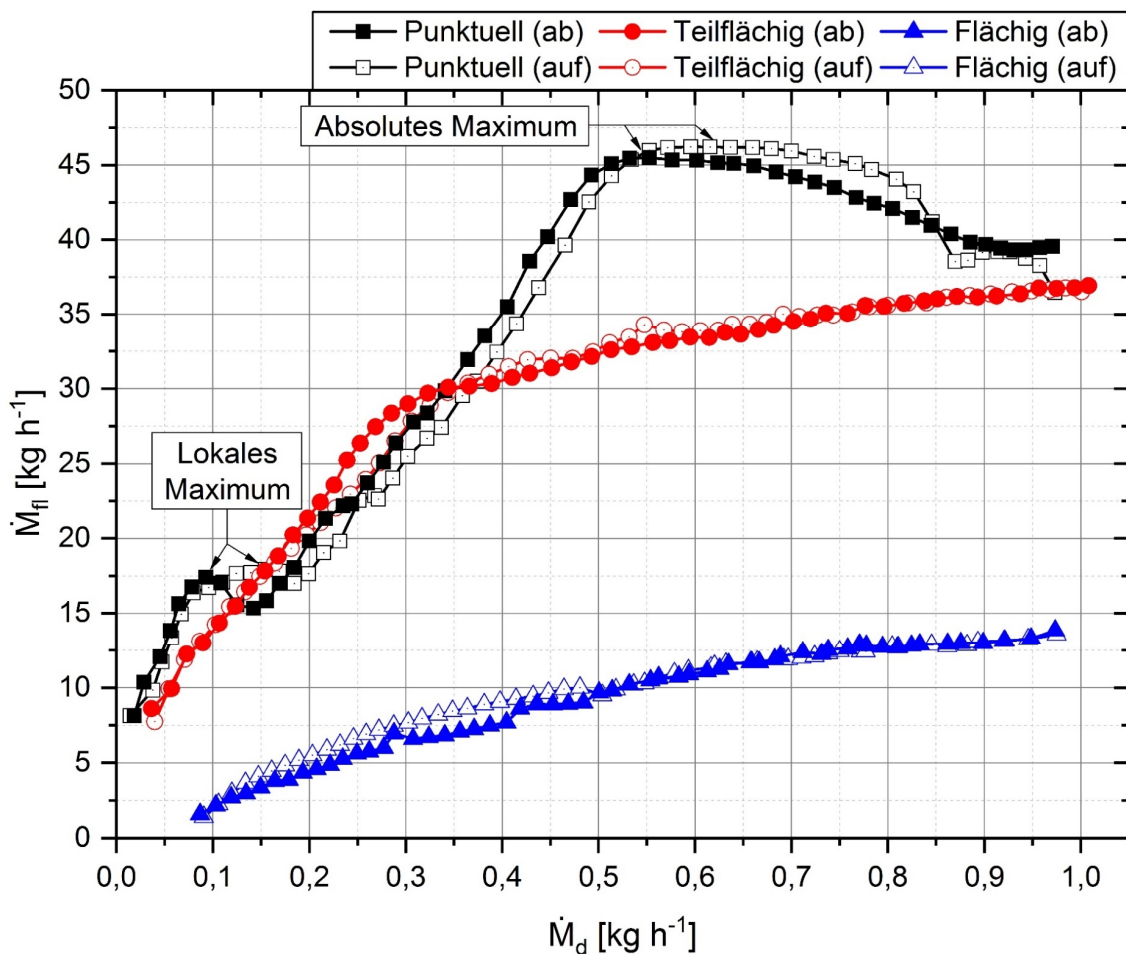


Abbildung 4.4: Förderkennlinien bei punktueller, teilflächiger und flächiger Beheizung

Abbildung 4.4 zeigt, dass durch den erzeugten Dampf eine Flüssigkeitsförderung über den gesamten Bereich der elektrischen Leistung bei jeder Beheizungsart stattfindet. Die Abweichung zwischen der aufwärts und abwärts gerichteten Messreihe bei der jeweiligen Beheizungsart wird durch Spline-Interpolation in Inkrementen von  $\Delta \dot{M}_d = 0,001\text{ kg h}^{-1}$  ermittelt. Die maximale absolute Abweichung von  $\dot{M}_{fl}$  sowie die mittlere Abweichung ergibt sich zu:

- Punktuelle Beheizung:  $\Delta\dot{M}_{fl,p,max} = 2,78 \text{ kg h}^{-1}$ ;  $\Delta\dot{M}_{fl,p,m} = 1,46 \text{ kg h}^{-1}$
- Teilflächige Beheizung:  $\Delta\dot{M}_{fl,tf,max} = 2,82 \text{ kg h}^{-1}$ ;  $\Delta\dot{M}_{fl,tf,m} = 0,56 \text{ kg h}^{-1}$
- Flächige Beheizung:  $\Delta\dot{M}_{fl,f,max} = 1,55 \text{ kg h}^{-1}$ ;  $\Delta\dot{M}_{fl,f,m} = 0,52 \text{ kg h}^{-1}$

Ein Hysterese-Effekt ist nicht zu erkennen. Da die Förderkennlinien der aufwärts und abwärts gerichteten Messreihen ähnlich verlaufen, erfolgt in diesem Kapitel die Analyse der Übersichtlichkeit halber nur anhand der Förderkennlinien der abwärts gerichteten Messreihe der jeweiligen Beheizungsart. Die Förderkennlinien des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms  $\dot{M}_{fl}$  über den erzeugten Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$  unterscheiden sich je nach Beheizungsart signifikant.

Die *Förderkennlinie bei punktueller Beheizung* zeigt, verglichen mit Förderkennlinien aus der Literatur (vgl. Kapitel 1.2.1) sowie der nach dem heterogenen Strömungsmodell berechneten Förderkennlinie (vgl. Kapitel 4.1.2), einen untypischen Verlauf aufgrund des Auftretens eines lokalen Maximums. Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom liegt bei der punktuellen Beheizung zwischen  $8,14 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_{fl,p} \leq 45,49 \text{ kg h}^{-1}$ . Eine Erhöhung von  $\dot{M}_d$  bewirkt zunächst einen linearen Anstieg von  $\dot{M}_{fl}$  mit einer Steigung von  $m = 128,6$ , bis das lokale Maximum erreicht wird. Bei weiterer Erhöhung des Dampfmassenstroms sinkt der Flüssigkeitsmassenstrom bis zu einem lokalen Minimum, gefolgt von einem linearen Anstieg mit einer Steigung von  $m = 83,2$ . Im Anschluss daran nimmt die positive Steigung der Förderkennlinie immer weiter ab und erreicht einen Scheitelpunkt, der das absolute Maximum mit einem geförderten Flüssigkeitsmassenstrom von  $\dot{M}_{fl} = 45,49 \text{ kg h}^{-1}$  bei einem erzeugten Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,55 \text{ kg h}^{-1}$  darstellt. Nach dem Erreichen des absoluten Maximums sinkt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom auf einen Wert von  $\dot{M}_{fl} \approx 39,4 \text{ kg h}^{-1}$  und bleibt anschließend nahezu konstant.

Der Verlauf der *Förderkennlinie bei flächiger Beheizung* unterscheidet sich grundlegend von dem bei punktueller Beheizung. Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom liegt zwischen  $1,60 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_{fl,f} \leq 13,84 \text{ kg h}^{-1}$  und ist somit über den gesamten Dampfmassenstrombereich wesentlich geringer. Der Förderkennlinienverlauf ist annähernd logarithmisch.

Die *Förderkennlinie bei teilflächiger Beheizung* verläuft überwiegend zwischen denen bei punktueller und flächiger Beheizung. Der Zusammenhang  $\dot{M}_{fl,f} < \dot{M}_{fl,tf} < \dot{M}_{fl,p}$  gilt mit Ausnahme des Bereiches zwischen  $0,14 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,34 \text{ kg h}^{-1}$ . Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom liegt zwischen  $8,60 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_{fl} \leq 36,93 \text{ kg h}^{-1}$ . Der Kurvenverlauf unterteilt sich in zwei Abschnitte. Bei geringen Dampfmassenströmen von  $\dot{M}_d < 0,27 \text{ kg h}^{-1}$  steigt die Förderkennlinie nahezu linear mit einer Steigung von  $m = 80,4$ , wohingegen die Förderkennlinie bei höheren Dampfmassenströmen von  $\dot{M}_d > 0,32 \text{ kg h}^{-1}$  eine Steigung von lediglich  $m = 10,8$  aufweist.

Die Messergebnisse implizieren, dass sich das absolute Maximum des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms  $\dot{M}_{fl}$  in Richtung höherer Werte des erzeugten Dampfmassenstroms  $\dot{M}_d$  verschiebt, wenn die relative Heizlänge  $\varphi$  zunimmt. Zudem zeigen die Messergebnisse über nahezu den gesamten Bereich, dass je geringer die relative Heizlänge  $\varphi$  ist, desto höher ist das Förderverhältnis  $b_M$ .

#### 4.2.2 Reproduzierbarkeit der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung

Die Abweichung von Messdaten setzt sich allgemein aus systematischen und zufälligen Abweichungen zusammen. Die systematischen Abweichungen der mittels Coriolis-Durchflussmessgerät ermittelten Massenströme sind in Kapitel 3.2 aufgeführt. Zufällige Abweichungen können nicht erfasst werden und entstehen unter anderem durch Messgeräte sowie Umwelteinflüsse [48]. Bei gleichen Versuchsbedingungen verursachen zufällige Abweichungen Schwankungen des Messwertes. Bezogen auf die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe können Strömungsinstabilitäten die Ursache für die Abweichung der Förderkennlinien zueinander sein. Strömungsinstabilitäten können wiederum durch Umgebungseinflüsse, wie beispielsweise eine schwankende Raumtemperatur ( $23,9^\circ\text{C} \leq \vartheta_{amb} \leq 25,7^\circ\text{C}$ ), einen schwankenden Umgebungsdruck ( $0,955\text{ bar} \leq p_{amb} \leq 0,966\text{ bar}$ ), die Luftfeuchtigkeit und Erschütterungen beeinflusst werden.

Um exemplarisch die Reproduzierbarkeit der Förderkennlinie bei der punktuellen Beheizung bewerten zu können, wird die Messgenauigkeit hinsichtlich zufälliger Abweichungen untersucht. Hierzu dienen sieben Förderkennlinien, die sich bei konstanten Versuchsbedingungen und gleichem Aufbau ergeben haben. Die im Anhang aufgeführte Abbildung A.4 zeigt die Förderkennlinien, die sich aus den Messungen ergeben. Zudem ist die Förderkennlinie dargestellt, die auf den arithmetischen Mittelwerten der Messwerte  $x_i$  basiert. Die arithmetischen Mittelwerte ergeben sich anhand der mittels Spline-Interpolation in Inkrementen von  $\Delta\dot{M}_d = 0,001\text{ kg h}^{-1}$  erzeugten Förderkennlinien, die auf den gemessenen Förderkennlinien basieren. Als Verfahren zur Berechnung der Vertrauensgrenze wird die Stichprobe verwendet, da nur eine limitierte Anzahl von Messreihen vorliegt und der wahre Wert nicht bekannt ist. Der Mittelwert der Stichprobe  $x_m$  ist somit der beste Schätzwert, anhand dessen eine Häufigkeitsverteilung durchgeführt wird. Es ist laut [48] üblich, die Vertrauensgrenze des Mittelwertes für technische Prozesse mit einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95\%$  zu berechnen. Die Streuung der Stichprobe

$$s^* = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2} \quad 4-22$$

ist die empirische Standardabweichung, die sich aus der mittleren quadratischen Abweichung aller Werte  $x_i$  von deren Mittelwert  $x_m$  ergibt. Der Mittelwert der Stichprobe ergibt sich zu

$$x_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad 4-23$$

Die Ermittlung der Messwerte  $x_i$  findet über einen Bereich des Dampfmassenstroms von  $0,04 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,91 \text{ kg h}^{-1}$  statt. Daraus lässt sich die Streuung des Mittelwertes einer Stichprobe

$$s_{x_m}^* = \frac{s^*}{\sqrt{n}} \quad 4-24$$

berechnen, die der mittlere Fehler des Mittelwertes darstellt. Aus der Streuung des Mittelwertes  $s_{x_m}^*$  geht die Vertrauensgrenze hervor, indem ein Korrekturfaktor in Abhängigkeit von der statistischen Sicherheit  $P^*$  und der Anzahl  $n$  von Messwerten multipliziert wird. Die Vertrauensgrenzen  $V^*$  ergeben sich für eine statistische Sicherheit von  $P^* = 95 \%$  und eine Messwertanzahl von  $n = 7$  folgendermaßen:

$$V^* = \pm 2,57 \cdot s_{x_m}^* \quad 4-25$$

Sämtliche Korrekturfaktoren zur Berechnung der Vertrauensgrenzen sind im Anhang in Tabelle A.1 aufgeführt. Der Korrekturfaktor 2,57 geht aus der linearen Interpolation zwischen einer Messwertanzahl von  $n = 5$  und  $n = 10$  hervor.

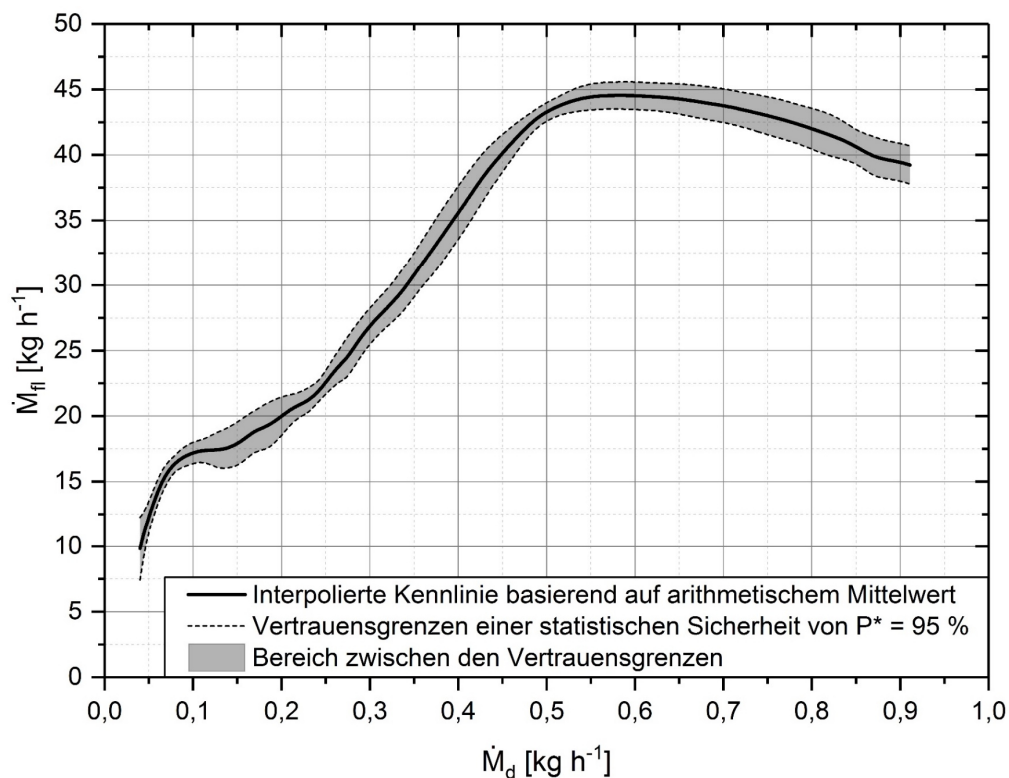


Abbildung 4.5: Interpolierte Förderkennlinie bei punktueller Beheizung basierend auf dem arithmetischen Mittelwert mit Vertrauensgrenzen einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95 \%$

Abbildung 4.5 zeigt die auf dem arithmetischen Mittelwert der Messwerte  $x_i$  basierende Förderkennlinie (vgl. Abbildung A.4), die sich durch die Spline-Interpolation ergibt. Die Vertrauensgrenze der Stichprobe liegt bezogen auf den jeweiligen Mittelwert betragsmäßig zwischen  $0,64 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_{VG} \leq 2,42 \text{ kg h}^{-1}$ , sodass eine hohe Reproduzierbarkeit zwischen allen Messreihen inklusive der aufwärts und abwärts gerichteten Messreihe vorliegt.

### 4.3 Fazit zum Einfluss der Beheizungsart auf die Förderfähigkeit

Aus den Untersuchungen zur Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe geht hervor, dass sich die theoretischen von den experimentellen Ergebnissen hinsichtlich des Förderkennlinienverlaufs unterscheiden. Die theoretischen Untersuchungen nach dem heterogenen Strömungsmodell mit einem konstant angenommenen Schlupf ergeben, dass generell die Förderkennlinie bzw. der Flüssigkeitsmassenstrom bei steigendem Dampfmassenstrom bis zum Erreichen eines absoluten Maximums ansteigt. In diesem Bereich dominiert die Auftriebskraft bzw. die Schwerkraft. Bei weiter steigendem Dampfmassenstrom sinkt die Förderkennlinie aufgrund von dominierenden Reibungskräften im Förderrohr. Aus den experimentellen Untersuchungen zur punktuellen Beheizung geht jedoch ein im Vergleich zur Theorie untypischer Verlauf der Förderkennlinie hervor. Die Förderkennlinie bei punktueller Beheizung weist zusätzlich zum absoluten Maximum auch ein lokales Maximum auf. Das lokale Maximum befindet sich im Bereich, in dem die Auftriebskraft bzw. die Schwerkraft dominiert.

Betrachtet man den Einfluss der relativen Heizlänge auf die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe ergeben die experimentellen Untersuchungen folgenden Zusammenhang: Je geringer die relative Heizlänge ist, desto geringer ist die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches über der Förderrohrlänge  $\rho_{2ph,m,FR}$  und desto höher ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$ . Einzig im Bereich des lokalen Maximums der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung wird ein höherer Flüssigkeitsmassenstrom bei der teilflächigen Beheizung im Vergleich zur punktuellen Beheizung gefördert. Die Förderkennlinie bei teilflächiger Beheizung weist im Gegensatz zur Förderkennlinie bei punktueller Beheizung kein lokales Maximum auf.

Eine detaillierte Betrachtung der experimentell ermittelten Förderkennlinie bei punktueller Beheizung ist im Folgenden notwendig, um Aufschluss über deren untypischen Verlauf zu geben. Zudem soll der Unterschied zum Verlauf der theoretisch ermittelten Förderkennlinie erklärt werden. Speziell soll auf die Analyse der Strömungsform im Förderrohr eingegangen werden, da der Schlupf in der Praxis von der Strömungsform abhängt (vgl. Kapitel 2.2). Im Gegensatz dazu wird der Schlupf beim heterogenen Strömungsmodell als konstant angenommen.

## 5 Ermittlung der Strömungsform im Förderrohr

Thermosiphonpumpen (Eigenverdampfung) fördern im Gegensatz zu Mammutpumpen (Luft-eindüsung) das flüssige Arbeitsmedium instationär (vgl. Kapitel 1.2). Die instationäre Förderung des flüssigen Arbeitsmediums im Förderrohr der Thermosiphonpumpe resultiert aus wiederkehrenden Druck- bzw. Kräfteungleichgewichten (vgl. Kapitel 4.1). Durch die partielle Verdampfung des Arbeitsmediums im Förderrohr sinkt die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches im Förderrohr  $\rho_{2ph,m,FR}$ . Daraus resultiert ein instabiler Betriebspunkt mit dem Druckungleichgewicht  $\Delta p_{Res} > \Delta p_{FR,ges} + \Delta p_{Verl,ZS}$  (vgl. Gleichung 4-21, Kapitel 4.1.2). Der entstandene Dampf fördert das flüssige Arbeitsmedium aufgrund der Auftriebskraft nach oben. Tritt beispielsweise ein Dampfkolben aus dem Förderrohr aus, steigt plötzlich die mittlere Dichte des Zweiphasengemisches im Förderrohr  $\rho_{2ph,m,FR}$  an und es stellt sich das Druckungleichgewicht  $\Delta p_{Res} < \Delta p_{FR,ges} + \Delta p_{Verl,ZS}$  bzw. ein instabiler Betriebspunkt ein (vgl. Gleichung 4-21, Kapitel 4.1.2). Das Druck- bzw. Kräfteungleichgewicht zwischen den Antriebskräften und den entgegenwirkenden Kräften führt dazu, dass die aufwärtsgerichtete Strömung abgebremst und umgekehrt wird. Somit tritt eine Strömung des Arbeitsmediums entgegen der Förderrichtung auf. Instationäre Siedevorgänge führen zu einer ungleichmäßigen Dampfentstehung. Die Strömung entgegen der Förderrichtung liegt so lange vor, bis das Druck- bzw. Kräftegleichgewicht durch Dampfentstehung wiederhergestellt ist und der Zyklus mit der Strömung in Förderrichtung erneut beginnt.

Die ungleichmäßige Dampfentstehung führt zu wechselnden Strömungsformen im Förderrohr. Im folgenden Kapitel werden die vorherrschenden Strömungsformen im Förderrohr bei punktueller Beheizung für unterschiedliche Bereiche der Förderkennlinie ermittelt. Ziel ist es, den untypischen bzw. charakteristischen Verlauf der Förderkennlinie mit lokalem und absolutem Maximum mit Hilfe der Strömungsformen zu erklären. Einerseits wird die Förderkennlinie anhand einer geeigneten Strömungsformenkarte hinsichtlich auftretender Strömungsformen untersucht. Andererseits dienen zur Analyse der Strömungsform Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Zweiphasenströmung im Förderrohr, die mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera (HGK) für ausgewählte Betriebspunkte der Förderkennlinie erstellt wurden.

### 5.1 Strömungsformenkarte

Vorhersagen zur Strömungsform bei einer Zweiphasenströmung in einem vertikalen Förderrohr können durch Strömungsformenkarten getroffen werden. Eine Übersicht der Grundtypen der Strömungsformen ist in Kapitel 2.2 zu finden. Strömungsformenkarten beinhalten abgegrenzte Bereiche für die unterschiedlichen Strömungsformen. Die Grenzen sind als Übergangsbereiche zwischen den Strömungsformen und den physikalisch relevanten Kenngrößen

zu betrachten [49]. Die Übergangsbereiche für ein vertikales Förderrohr sind nach [50] durch die folgenden stoffabhängigen, geometrischen und ortsabhängigen Größen vollständig bestimmt:

- Leerrohrgeschwindigkeit der Dampf- und Flüssigphase  $j_d$  bzw.  $j_{fl}$
- Dichte der Dampf- und Flüssigphase  $\rho_d$  bzw.  $\rho_{fl}$
- Dynamische Viskosität der Dampf- und Flüssigphase  $\eta_d$  bzw.  $\eta_{fl}$
- Oberflächenspannung des Arbeitsmediums  $\sigma$
- Förderrohrinnendurchmesser  $D_{FR,i}$
- Rauigkeit des Förderrohres  $k$
- Erdbeschleunigung  $g$

Die meisten Strömungsformenkarten wurden nicht für Thermosiphon- sondern für Mammutpumpen mit Förderrohrinnendurchmessern von  $D_{FR,i} \gg 8 \text{ mm}$  entwickelt, u.a. von MAYINGER [37], HEWITT UND ROBERTS [51], GRIFFITH UND WALLIS [52], TAITEL UND DUKLER [53] oder MISHIMA UND ISHII [54]. SIHANA vergleicht verschiedene Strömungsformenkarten für Mammutpumpen miteinander [55]. Daraus geht hervor, dass die Ergebnisse der verschiedenen Autoren starke Abweichungen aufweisen. Die Strömungsformenkarten basieren überwiegend auf optischen Beobachtungen und sind somit vom jeweiligen Prüfstands Aufbau abhängig [37, 51–54].

Die sich einstellende Strömungsform hängt von ihrer Entstehungsart ab [38]. Durch die instationäre Förderung einer Thermosiphonpumpe im Gegensatz zur kontinuierlichen Förderung einer Mammutpumpe unterscheidet sich das Förderverhalten und folglich die sich einstellenden Strömungsformen. Die Gasphase bei Mammutpumpen besteht aus Luft, hingegen bei Thermosiphonpumpen aus Dampf. Dies führt ebenfalls zu einem unterschiedlichen Förderverhalten, da die jeweiligen Arbeitsmedien, die bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken vorliegen, verschiedene Stoffeigenschaften haben. Zudem beeinflussen sich die beiden Phasen je nach Arbeitsmedium unterschiedlich. Einzig die Blasenentstehung am Fuße des Förderrohres bei punktueller Beheizung der Thermosiphonpumpe macht die Thermosiphon mit der Mammutpumpe (punktuell durch Luftindüsung) vergleichbar.

Für die Ermittlung der Strömungsform der Zweiphasenströmung bei punktueller Beheizung der Thermosiphonpumpe mit den in Tabelle 4.2 und Tabelle 4.3 aufgeführten Versuchsbedingungen ist die Strömungsformenkarte von MISHIMA UND ISHII [54] am geeignetsten. Die Strömungsformenkarte ist zwar für Mammutpumpen erstellt, lässt sich jedoch auf Thermosiphonpumpen übertragen. Die Strömungsformenkarte basiert auf einem analytischen Berechnungsmodell, worin der volumetrische Dampfgehalt das Umschlagskriterium zwischen den Strömungsformen ist. Sowohl die Stoffdaten von Wasser und Wasserdampf bei der vorherrschenden Temperatur, als auch die prüfstandspezifischen Randbedingungen werden bei der Erstellung der Strömungsformenkarte berücksichtigt. MISHIMA UND ISHII validieren ihr Berechnungsmodell



mit bereits existierenden, an Thermosiphonpumpen generierten Messdaten [54]. MISHIMA UND HIBIKI untersuchen das Berechnungsmodell von MISHIMA UND ISHII und validieren es mit Messdaten speziell für kleine Durchmesser (u.a.  $D_{FR,i} = 4,08 \text{ mm}$ ) [56]. CHEN ET AL. überprüfen u.a. die Ergebnisse von MISHIMA UND HIBIKI. Daraus geht hervor, dass Förderrohre mit einem Innendurchmesser von  $D_{FR,i} \leq 2,01 \text{ mm}$  ein unterschiedliches Förderverhalten im Vergleich zu Förderrohren mit einem Innendurchmesser von  $D_{FR,i} = 8 \text{ mm}$  aufweisen [57]. Förderrohre mit einem Innendurchmesser von  $D_{FR,i} \geq 2,88 \text{ mm}$  haben allerdings ein ähnliches Förderverhalten wie Förderrohre mit einem Innendurchmesser von  $D_{FR,i} = 8 \text{ mm}$ .

In Abbildung 5.1 ist die Strömungsformenkarte nach MISHIMA und ISHII [54] mit den Übergangslinien für den Förderrohrinnendurchmesser von  $D_{FR,i} = 8 \text{ mm}$  sowie den Stoffdaten für Wasser und Wasserdampf bei der vorherrschenden Temperatur dargestellt. Die Strömungsformen sind von den Leerrohrgeschwindigkeiten der Flüssig- und Dampfphase  $j_{fl}$  und  $j_d$  abhängig. Die Leerrohrgeschwindigkeiten berechnen sich nach Gleichung 2-10 aus den gemessenen Massenströmen  $\dot{M}_{fl}$  und  $\dot{M}_d$ . Die Übergänge zwischen den verschiedenen Strömungsformen sind fließend [42], sodass sie nicht als Grenzen sondern als Bereiche zu betrachten sind. Laut [50] sind die Übergangsbereiche bei der Darstellung mit den Leerrohrgeschwindigkeiten bis zu einer halben Zehnerpotenz groß.

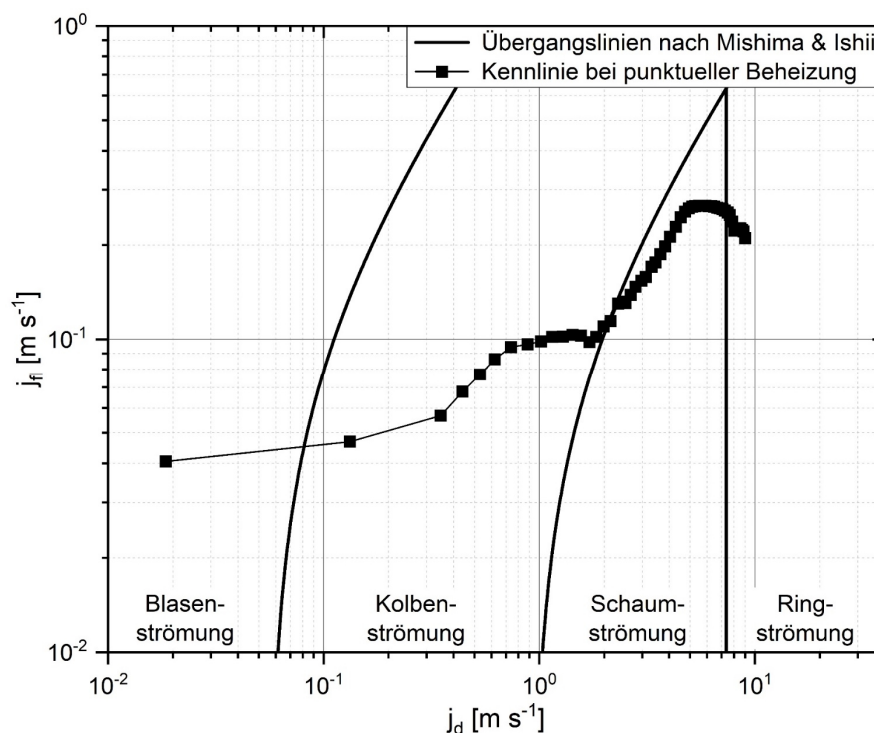


Abbildung 5.1: Strömungsformenkarte für die vertikale Zweiphasenströmung nach MISHIMA und ISHII [54] basierend auf Stoffdaten von Wasser/Wasserdampf und einem Förderrohrinnendurchmesser von 8 mm mit Förderkennlinie bei punktueller Beheizung

Aus Abbildung 5.1 geht hervor, dass sich die Förderkennlinie bei punktueller Beheizung über die Bereiche der Blasen-, Kolben-, Schaum- und Ringströmung erstreckt. Hervorzuheben ist das lokale Minimum, das sich im Bereich des Übergangs von der Kolben- zur Schaumströmung befindet, und das absolute Maximum, das sich im Bereich des Übergangs von der Schaum- zur Ringströmung befindet. Der Bereich zwischen lokalem und absolutem Maximum liegt überwiegend im Bereich der Schaumströmung (bzw. chaotische Strömung).

## 5.2 Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Zweiphasenströmung

Zur Analyse des Verlaufs der Förderkennlinie sowie zur Validierung der anhand der Strömungsformenkarte vorhergesagten Strömungsformen der Zweiphasenströmung im Förderrohr (vgl. Abbildung 5.1) dienen Aufnahmen, die mit einer HGK erstellt wurden. In Abbildung 5.2 (rechts) ist der schematische Messaufbau mit den geometrischen Randbedingungen dargestellt. Die HGK vom Typ „SPEEDCAM Visario-g2-1500“ der Firma Weinberger ist auf einer Höhe von  $\Delta H_{HGK} = 970 \text{ mm}$  angebracht. Der Messbereich liegt somit höher als der Flüssigkeitspegel im Stillstand der Anlage ( $\Delta H_{HGK} > \Delta H_{Res}$ ). Die Gesamtdauer der jeweiligen Aufnahme beträgt  $\Delta t_{ges} = 8192 \text{ ms}$  mit einer Bildrate von 1000 Bildern pro Sekunde und einer Auflösung von  $1024 \times 768$  Pixeln.

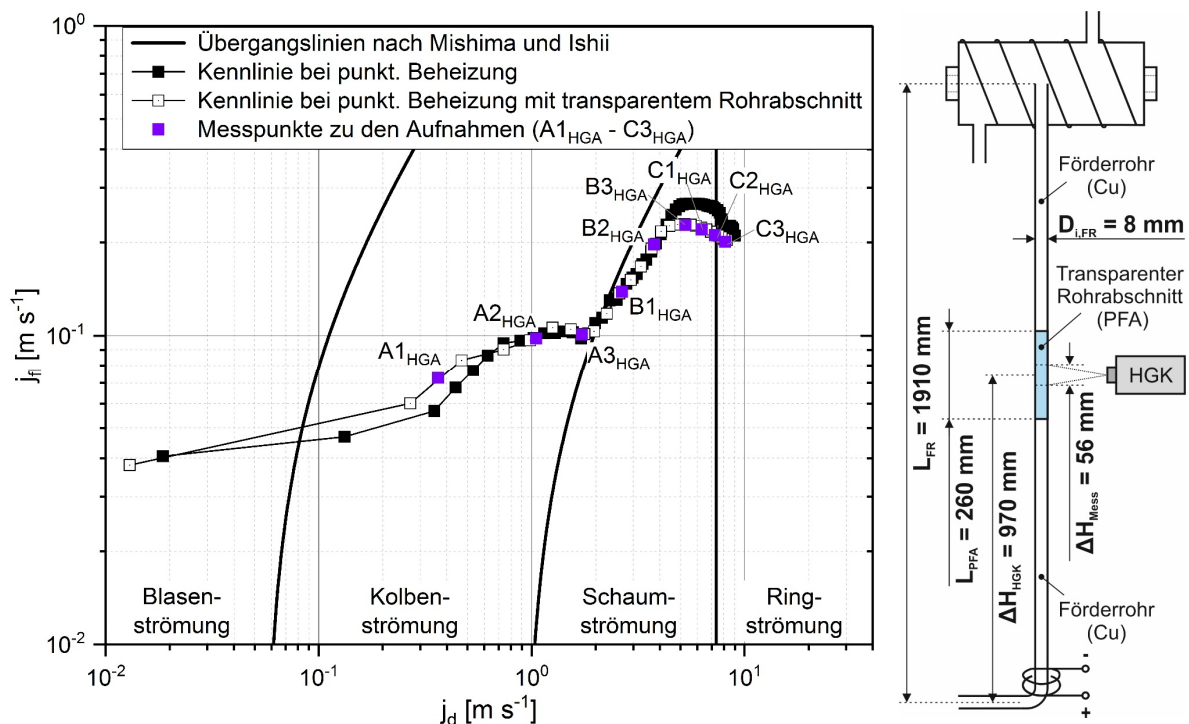


Abbildung 5.2: Förderkennlinie mit Messpunkten zu Hochgeschwindigkeitsaufnahmen in Strömungsformenkarte nach MISHIMA UND ISHII [54] (links); Schematischer Messaufbau zu den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen (rechts)

Um die Zweiphasenströmung im Förderrohr sichtbar zu machen, ist ein Abschnitt des Förderrohres aus einem transparenten Rohr aus Kunststoff (PFA) gefertigt. Das transparente Rohr ist  $L_{PFA} = 260 \text{ mm}$  lang und besitzt den gleichen Innen- und Außendurchmesser wie das Förderrohr. Mittels Überwurfhülsen ist das transparente Rohr Stoß auf Stoß am Förderrohr angebracht. Ein durchgehender Innendurchmesser von  $D_{i,PFA} = D_{i,FR} = 8 \text{ mm}$  ist somit gewährleistet. Lediglich die beiden Stoßkanten sowie das unterschiedliche Material des transparenten Rohres beeinflussen die Zweiphasenströmung hinsichtlich des Druckverlustes. Der Messbereich der HGK-Aufnahmen des transparenten Rohrabschnitts beträgt  $\Delta H_{Mess} = 56 \text{ mm}$ .

Um den Einfluss der veränderten Randbedingungen am Förderrohr auf das Förderverhalten aufzuzeigen, wurde eine Förderkennlinie bei punktueller Beheizung mit transparentem Rohrabschnitt erstellt. In Abbildung 5.2 (links) sind die Förderkennlinien, die bei punktueller Beheizung mit und ohne transparentem Rohrabschnitt erstellt wurden, sowie die Messpunkte zu den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen in der Strömungsformenkarte nach MISHIMA UND ISHII [54] dargestellt. Aus Abbildung 5.2 (links) und Abbildung 5.4 (unten) geht hervor, dass sich die beiden Förderkennlinien unterscheiden. Dies resultiert aus geänderten äußeren Einflüssen, wie z.B. erhöhten Wärme- und Druckverlusten durch den ungedämmten, transparenten Rohrabschnitt. Auf eine detaillierte Untersuchung wird verzichtet, da die beiden Förderkennlinien einen ähnlichen charakteristischen Verlauf aufweisen. Die Messpunkte A1<sub>HGA</sub> bis C3<sub>HGA</sub> der optischen Auswertung liegen auf der Förderkennlinie mit transparentem Rohrabschnitt und repräsentieren somit das typische Förderverhalten der charakteristischen Bereiche der Förderkennlinie. Die Ergebnisse der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen anhand der Messpunkte sind dementsprechend auf die jeweiligen Bereiche der Förderkennlinie übertragbar.

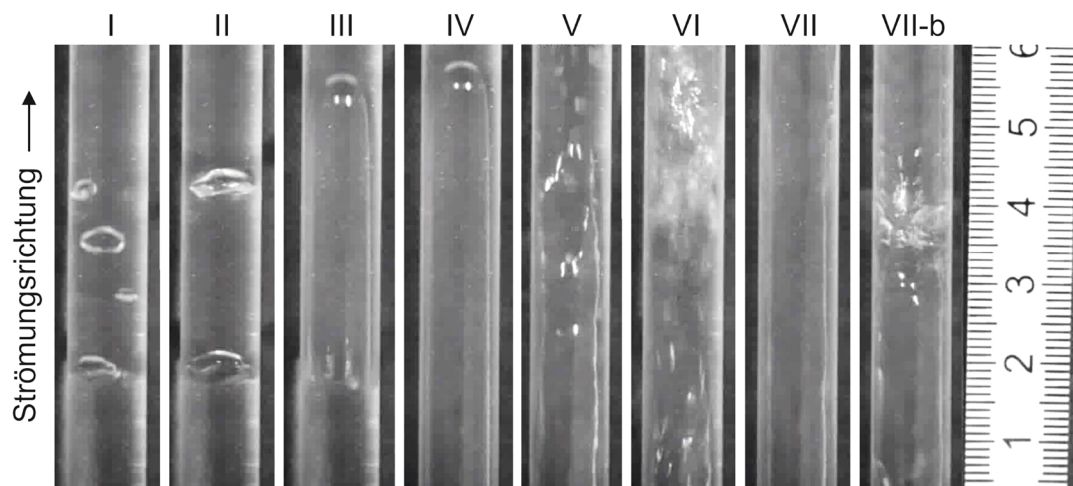


Abbildung 5.3: Bilder der auftretenden Strömungsformen bei Aufwärtsströmung mittels HGK

Abbildung 5.3 zeigt Bilder, die mittels der HGK erstellt wurden. Verglichen mit den aus der Literatur stammenden Strömungsformen, die in Abbildung 2.1 dargestellt sind, treten die Strömungsformen I-VII auf. Zusätzlich ist eine weitere Strömungsform zu beobachten, die der Ringströmung zugeordnet wird (VII-b). Die Nebelströmung tritt nicht auf. Zur Klassifizierung und Unterscheidung der optisch ermittelten Strömungsformen bei Aufwärtsströmung werden die folgenden Kriterien festgelegt:

- Blasenströmung
  - I. Kugelförmige Dampfblasen mit einem kleineren Durchmesser als  $D_{i,FR}$
  - II. Schirmförmige Dampfblasen über nahezu den gesamten Rohrquerschnitt
- Kolbenströmung
  - III. Dampfkolben mit runder Kolbenspitze und einer Kolbenlänge  $< 55 \text{ mm}$
  - IV. Dampfkolben mit runder Kolbenspitze und einer Kolbenlänge  $> 55 \text{ mm}$
- Schaumströmung
  - V. Dampfkolben mit einer chaotischen Kolbenspitze
  - VI. Chaotische Strömung mit starker Turbulenz
- Ringströmung
  - VII. Dampfkerne und Flüssigkeitsfilm an der Wand; Entwickelt sich aus chaotischer Strömung (VI) heraus (keine chaotische Kolbenspitze)
  - VII-b. Dampfkerne und Flüssigkeitsfilm an der Wand; Trennung der Dampfkolben durch kurzen chaotischen Bereich ( $\leq 10 \text{ mm}$ )

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen wurden bei insgesamt neun quasistationären Messpunkten erstellt. Dabei befinden sich, wie in Abbildung 5.4 (unten) dargestellt, mit steigendem Dampfmassestrom jeweils drei Messpunkte im Bereich bis zum lokalen Minimum ( $A1_{HGA}$ ,  $A2_{HGA}$  und  $A3_{HGA}$ ), zwischen lokalem Minimum und absolutem Maximum ( $B1_{HGA}$ ,  $B2_{HGA}$  und  $B3_{HGA}$ ) sowie nach dem absoluten Maximum ( $C1_{HGA}$ ,  $C2_{HGA}$  und  $C3_{HGA}$ ).

Abbildung 5.4 (oben) und Tabelle A.2 im Anhang zeigen die Häufigkeitsverteilung der an der Aufwärtsströmung beteiligten Strömungsformen. Der prozentuale Strömungsformanteil errechnet sich aus der strömungsformspezifischen Gesamtdauer  $\Delta t_{SF,ges}$  im Verhältnis zur Gesamtdauer der messpunktbezogenen Aufnahme  $\Delta t_{ges} = 8192 \text{ ms}$  (vgl. Gleichung 5-1).

$$\text{Strömungsformanteil} = \frac{\Delta t_{SF,ges}}{\Delta t_{ges}} \cdot 100 \% = \frac{\sum_0^i \Delta t_{SF,i}}{\Delta t_{ges}} \cdot 100 \% \quad 5-1$$

$\Delta t_{SF,ges}$  ergibt sich aus der Summe der einzelnen strömungsformspezifischen Zeitintervalle  $\Delta t_{SF,i}$ , die durch die optische Bestimmung der Anfangs- und Endzeit beim Auftreten der jeweiligen Strömungsform ermittelt werden.

Bei den Messpunkten A1<sub>HGA</sub> bis A3<sub>HGA</sub>, d.h. im Bereich bis zum lokalen Minimum, ist die Kolbenströmung (III, IV) die dominante Strömungsform. Der prozentuale Anteil der Kolbenströmung beträgt 67,2 % bei Messpunkt A1<sub>HGA</sub>, 87,8 % bei Messpunkt A2<sub>HGA</sub> und 76,9 % bei Messpunkt A3<sub>HGA</sub>. Die Vorhersage durch die Strömungsformenkarte (vgl. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2) stimmt mit der durch die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ermittelten dominanten Strömungsform überein.

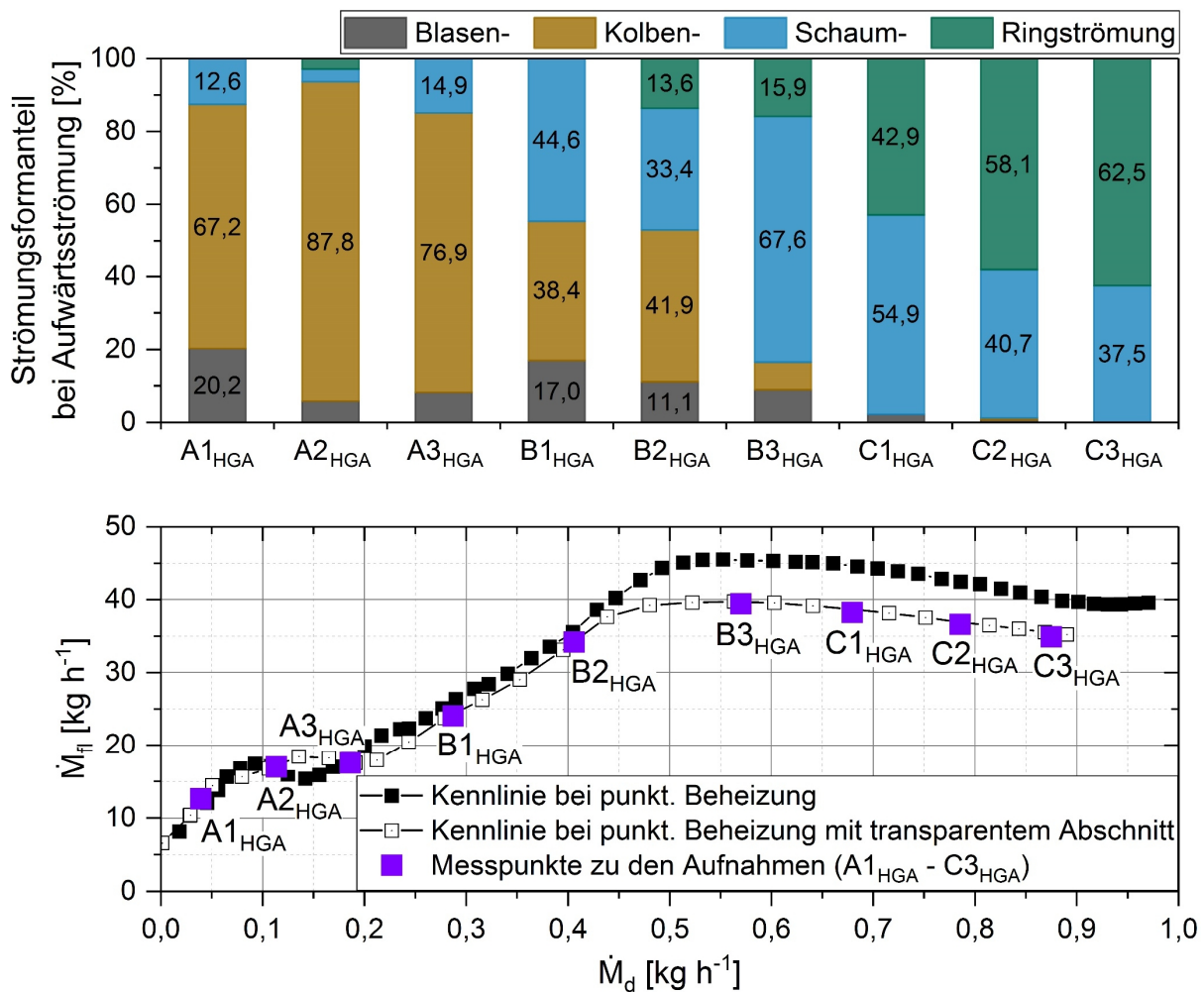


Abbildung 5.4: Förderkennlinien mit und ohne transparentem Rohrabschnitt sowie Messpunkte zu den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen (unten); Häufigkeitsverteilung der Strömungsformen bei der Aufwärtsströmung (oben)

Im Bereich zwischen lokalem Minimum und absolutem Maximum ist der Anteil an Kolbenströmung (III, IV) im Vergleich zum Bereich bis zum lokalen Minimum deutlich geringer. Die Kolbenströmung liegt bei Messpunkt B1<sub>HGA</sub> anteilig bei 38,4 % und bei Messpunkt B2<sub>HGA</sub> anteilig bei 41,9 %. Der Anteil an Schaumströmung (V, VI) steigt im Vergleich zu den Messpunkten A1<sub>HGA</sub> bis A3<sub>HGA</sub> deutlich und beträgt bei Messpunkt B1<sub>HGA</sub> 44,6 % sowie bei Messpunkt B2<sub>HGA</sub> 33,4 %. Bei den Messpunkten B1<sub>HGA</sub> und B2<sub>HGA</sub> haben die Kolben- und Schaumströmung anteilmäßig eine ähnliche Größenordnung. Bei Messpunkt B3<sub>HGA</sub> (absolutes Maximum) ist

die Schaumströmung mit 67,6 % die dominante Strömungsform. Dabei ist der Anteil von sehr langen chaotischen Kolben (V), die bis zu 394 mm lang sind, hoch. Die Messpunkte B2<sub>HGA</sub> und B3<sub>HGA</sub> sind zudem durch einen Anteil an Ringströmung von 13,6 % bzw. 15,9 % charakterisiert. Im Bereich nach dem absoluten Maximum sind die Schaum- (V, VI) und Ringströmung (VII, VIII) die dominanten Strömungsformen. Bei Messpunkt C1<sub>HGA</sub> hat die Schaumströmung mit 54,9 % den größten Anteil, allerdings steigt der prozentuale Anteil der Ringströmung mit 42,9 % stark an. Die Messpunkte C2<sub>HGA</sub> und C3<sub>HGA</sub> sind jeweils dadurch charakterisiert, dass die Ringströmung mit 58,1 % bzw. 62,5 % dominiert. Bei der Schaumströmung ist jeweils der Anteil von sehr langen chaotischen Kolben (V) hoch.

Tabelle 5.1 zeigt den aus der optischen Auswertung hervorgehenden prozentualen Anteil der Strömungsrichtung für die Messpunkte A1<sub>HGA</sub> bis C3<sub>HGA</sub>. Die Aufwärtsströmung wurde meist anhand der Dampfphase bestimmt, die Abwärtsströmung sowie die Stillstandphasen anhand der Flüssigphase.

Messpunkt (HGA)		A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3
Strömungs- richtung [%]	Aufwärts	49,2	55,3	48,7	47,8	43,0	46,9	74,3	81,8	86,7
	Stillstand	3,6	3,4	7,1	6,0	15,8	28,7	5,4	7,1	4,8
	Abwärts	47,2	41,3	44,2	46,2	41,2	24,4	20,3	11,1	8,5

Tabelle 5.1: Häufigkeitsverteilung der Strömungsrichtung für die Messpunkte A1<sub>HGA</sub> bis C3<sub>HGA</sub>

Der detaillierte zeitliche Verlauf der Strömungsrichtung ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Der kolbenströmungsdominante Bereich bis zum lokalen Minimum (A1<sub>HGA</sub> bis A3<sub>HGA</sub>) ist durch sich periodisch abwechselnde Auf- und Abwärtsströmungen mit wenig Stillstandphasen charakterisiert. Sowohl die Phasen der Aufwärts- als auch die Phasen der Abwärtsströmung dauern ähnlich lange. Im Bereich zwischen lokalem Minimum und absolutem Maximum (B1<sub>HGA</sub> bis B3<sub>HGA</sub>) sorgt das Aufeinandertreffen von Aufwärts- und Abwärtsströmung für häufige Stillstandphasen mit chaotischer Durchmischung des Arbeitsmediums. Der Anteil an Stillstandphasen ist beispielsweise bei Messpunkt B3<sub>HGA</sub> mit 28,7 % hoch (Schaumströmung dominiert). Der Bereich nach dem lokalen Maximum (C1<sub>HGA</sub> bis C3<sub>HGA</sub>) ist durch einen hohen Anteil an aufwärtsgerichteter Strömung gekennzeichnet, vor allem die ringströmungsdominanten Messpunkte C2<sub>HGA</sub> mit 81,8 % und C3<sub>HGA</sub> mit 86,7 %. Trotz steigendem Anteil an Aufwärtsströmung und fallendem Anteil an Abwärtsströmung sinkt die Förderkennlinie von B3<sub>HGA</sub> nach C3<sub>HGA</sub> stetig (vgl. Abbildung 5.4 (unten)). Grund dafür ist der geringe Impulsaustausch und ein damit verbundener höherer Schlupf bei steigendem volumetrischem Dampfgehalt bzw. steigendem Anteil an Ringströmung (vgl. Kapitel 2.2).

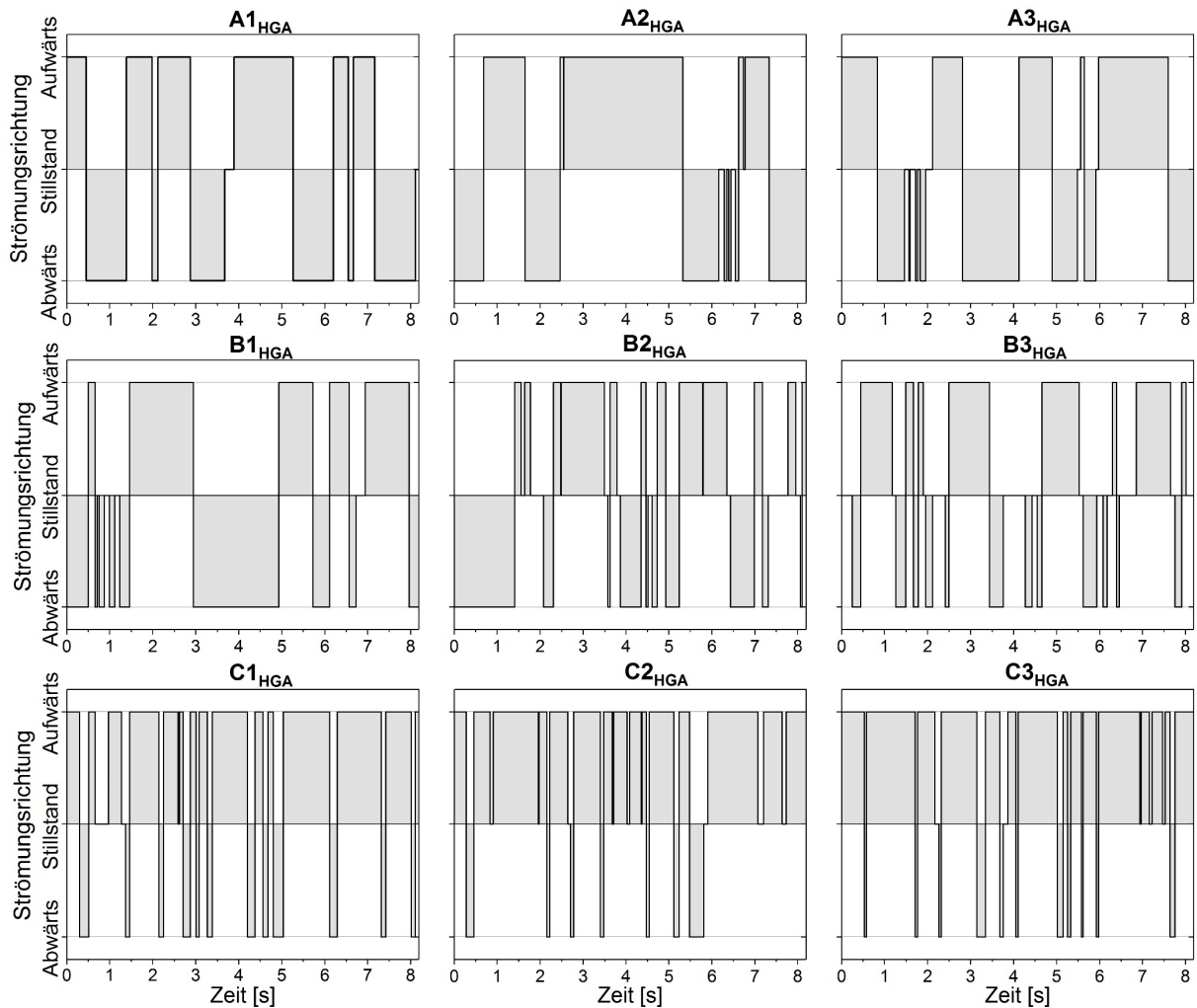


Abbildung 5.5: Zeitlicher Verlauf der Strömungsrichtung für die Messpunkte  $A1_{HGA}$  bis  $C3_{HGA}$

### 5.3 Fazit zur Ermittlung der Strömungsform

Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ergeben, dass die Strömungsformenkarte von MISHIMA und ISHII (vgl. Abbildung 5.1) für die Vorhersage der dominierenden Strömungsformen bei aufwärtsgerichteter Strömung geeignet ist. Sowohl das lokale als auch das absolute Maximum ist jedoch nicht durch einen plötzlichen Umschlag der Strömungsform erklärbar. Der charakteristische Verlauf der Förderkennlinie liegt darin begründet, dass je nach erzeugtem Dampfmassestrom unterschiedliche Strömungsformen dominieren. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zeigen, dass im Bereich bis zum lokalen Maximum die Kolbenströmung dominant ist. Zwischen lokalem und absolutem Maximum bildet sich keine dominante Strömungsform aus, wobei sich jedoch ein chaotisches Förderverhalten einstellt. Bei hohen Dampfmasseströmen überwiegt die Ringströmung.





## 6 Analyse des instationären Strömungsverhaltens

Wiederkehrende Druck- bzw. Kräfteungleichgewichte zwischen Reservoir und Förderrohr führen zu einem instationären Förderverhalten der Thermosiphonpumpe (vgl. Kapitel 5). Dies führt nicht nur zu einer instationären Förderung des flüssigen Arbeitsmedium im Förderrohr, sondern ebenfalls zu einem instationären Strömungsverhalten in der Zulaufstrecke. Die Strömung des flüssigen Arbeitsmedium aus der Zulaufstrecke ins Förderrohr wird im Folgenden als Strömung in Förderrichtung bezeichnet. Die Strömung des flüssigen Arbeitsmediums entgegen der Förderrichtung wird im Folgenden als Rückströmung bezeichnet.

In diesem Kapitel erfolgt die Untersuchung des instationären Strömungsverhaltens in der Zulaufstrecke bei punktueller Beheizung der Thermosiphonpumpe. Ziel ist es, die Strömungsgeschwindigkeit des flüssigen Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke zu messen und das instationäre Strömungsverhalten zu quantifizieren. Mit der Messung der Strömungsgeschwindigkeit soll ein besseres Verständnis für die instationären Vorgänge in der Thermosiphonpumpe erlangt werden. Zudem soll eine Frequenzanalyse des statischen Druckes mit der Fast-Fourier-Transformation (FFT) Aufschluss über die Periodizität des instationären Strömungsverhaltens geben.

### 6.1 Messung der Strömungsgeschwindigkeit

In der Literatur angewandte Berechnungsmodelle zur Förderfähigkeit von Thermosiphonpumpen beruhen überwiegend auf quasistationären Zuständen und der Annahme eines inkompressiblen Arbeitsmediums bis zum Förderrohreintritt [21, 24, 30, 31, 33]. Ein Vergleich verschiedener Berechnungsmodelle findet sich in Kapitel 1.2.2 und ergibt, dass sich die Ergebnisse stark unterscheiden. Für die Berechnungsmodelle muss der Strömungszustand am Förderrohreintritt vollständig bestimmt sein. Dazu werden thermophysikalische Stoffeigenschaften sowie die Strömungsgeschwindigkeit benötigt. Die thermophysikalischen Stoffeigenschaften, wie z.B. die Dichte oder die kinematische Viskosität, können anhand der Temperatur und dem statischen Druck bestimmt werden.

Die Strömungsgeschwindigkeit am Förderrohreintritt wird in der Literatur häufig über die Energieerhaltung in Form der Bernoulli-Gleichung berechnet. Die Bernoulli-Gleichung basiert auf einem Stromfaden von der Flüssigkeitsoberfläche im Reservoir bis zum Förderrohreintritt.

Eine rechnerische Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit ist jedoch weder durch die stationäre noch durch die instationäre Bernoulli-Gleichung möglich. Eine detaillierte Analyse ist in [58] zu finden. Zur vollständigen Bestimmung des Strömungszustandes am Förderrohr-eintritt muss die Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsmediums folglich messtechnisch ermittelt werden.

Das Messgerät bzw. -verfahren muss die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Messung sehr kleiner Geschwindigkeiten  $w_{min} = 0,004 \text{ m s}^{-1}$ 
  - Entspricht einem Massenstrom von  $\dot{M} \approx 1 \text{ kg h}^{-1}$
- Bidirektionale Messung
  - Geschwindigkeitsmessung in und entgegen der Strömungsrichtung
- Möglichst keine Beeinflussung der Strömung bzw. kein Druckverlust
  - Keine Verfälschung der Förderkennlinie
- Temperaturbeständigkeit bis  $\vartheta = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
- Integrierbarkeit in die Zulaufstrecke
- Eignung für unterschiedliche Arbeitsmedien
- Hochfrequente Messdatenerfassung

Die Auswahl eines geeigneten Messgerätes bzw. -verfahrens ist aufgrund der gestellten Anforderungen herausfordernd. Tabelle A.3 im Anhang zeigt eine Übersicht der in Erwägung gezogenen Messgeräte bzw. -verfahren [58]. Magnetisch-induktive-Durchflussmessgeräte (MID) sind für demineralisiertes Wasser aufgrund dessen nicht vorhandener elektrischer Leitfähigkeit ungeeignet. Die für den gewünschten Messbereich geeigneten Coriolis-Durchflussmessgeräte verursachen einen zu hohen Druckverlust. Ultraschall-Messgeräte weisen bei der Messung kleiner Geschwindigkeiten von  $w_{min} = 0,004 \text{ m s}^{-1}$  zu große Messunsicherheiten auf. Ein Messverfahren, welches alle relevanten Kriterien erfüllt, ist die Laser-Doppler-Anemometrie (LDA). Da dieses Messverfahren jedoch mit sehr hohen Anschaffungskosten verbunden ist, kommt es nicht zum Einsatz. Die Hitzdraht-Anemometrie, das berührungslose optische Verfahren „Particle Image Velocimetry“ (PIV), das Laufzeit-Verfahren sowie Blenden bzw. Düsen sind wegen den in Tabelle A.3 dargestellten Gründen ebenfalls ungeeignet.

Eine Prandtl-Sonde in Kombination mit einem Differenzdrucksensor eignet sich zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit. Bei der Prandtl-Sonde wird der dynamische Druck  $p_{dyn}$  gemessen, der sich aus dem Gesamtdruck  $p_{ges}$  und dem statischen Druck  $p_{stat}$  bestimmen lässt. Daraus lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit  $w$  berechnen (vgl. Kapitel 6.1.1). Die Prandtl-Sonde, die direkt vom Arbeitsmedium umströmt wird, ist mit mehreren Druckbohrungen versehen. Der kleinstmögliche Kopfdurchmesser einer kommerziell erwerbbarer Prandtl-Sonde beträgt  $D_{a,PS} = 2,3 \text{ mm}$ . Abbildung 6.1 zeigt schematisch die Prandtl-Sonde mit dem kleinstmöglichen Kopfdurchmesser.

Um einen geringeren Druckverlust als mit eingesetzter Prandtl-Sonde zu erreichen, wird ein eigens gefertigtes Pitot-Rohr mit Wandmessstelle als Messverfahren eingesetzt. Das Messverfahren ähnelt dem Prinzip einer Prandtl-Sonde und wird im Folgenden als Prandtl-Rohr bezeichnet. Der Außendurchmesser des Pitot-Rohres beträgt lediglich  $D_{a,PR} = 1,5 \text{ mm}$ . Das selbstgefertigte Prandtl-Rohr ist ebenfalls in Abbildung 6.1 schematisch dargestellt. Eine bidirektionale Messung der Strömungsgeschwindigkeit ist zwar nicht möglich. Durch Umkehrung des Prandtl-Rohres kann jedoch sowohl die Strömungsgeschwindigkeit in Förderrichtung als auch entgegen der Förderrichtung ermittelt werden.

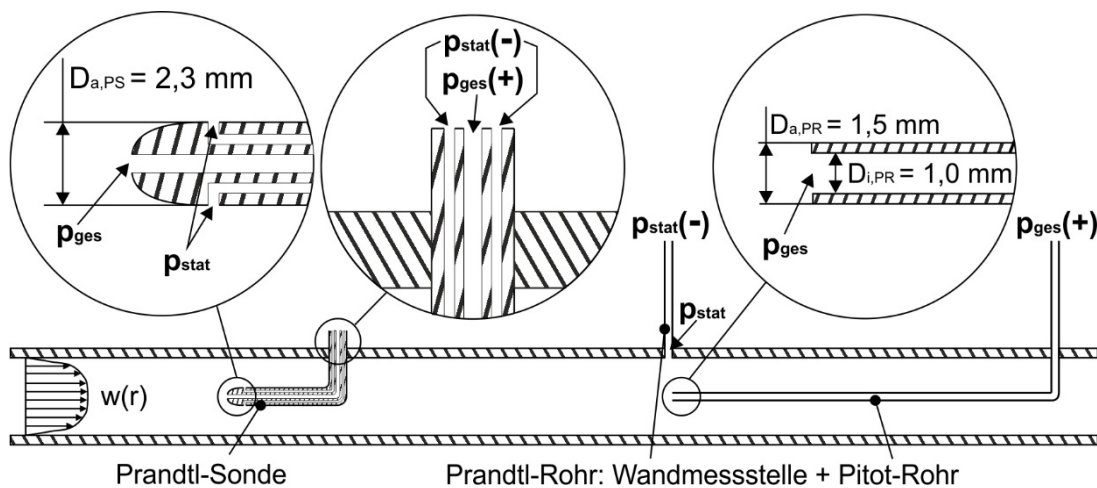


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung einer Prandtl-Sonde und des Prandtl-Rohres

### 6.1.1 Grundlagen der Geschwindigkeitsmessung mittels Prandtl-Rohr

Der Gesamtdruck  $p_{ges}$  berechnet sich aus der Summe des dynamischen Druckes ( $p_{dyn}$ ), des hydrostatischen Druckes ( $p_{hydr}$ ) und des statischen Druckes ( $p_{stat}$ ). Folgende Druckdifferenz ergibt sich, da die Lage der Höhe der Zulaufstrecke gleich Normalnull ist ( $p_{hydr} = 0$ ):

$$p_{dyn} = p_{ges} - p_{stat} \quad 6-1$$

Der dynamische Druck  $p_{dyn}$  wird mittels Prandtl-Rohr in Kombination mit einem Differenzdrucksensor vom Typ „8310-4100“ der Firma Burster ermittelt. Der Differenzdrucksensor besitzt einen bidirektionalen Messbereich von  $\Delta p = \pm 35 \text{ mbar}$ . Die Messunsicherheiten sind Tabelle A.7 im Anhang zu entnehmen.

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{max}$ , die in der Rohrmitte herrscht, lässt sich grundsätzlich nach Gleichung 6-2 aus dem dynamischen Druck  $p_{dyn}$  und der Dichte  $\rho$  berechnen. Zur Steigerung der Messgenauigkeit wurde das Prandtl-Rohr inklusive Differenzdrucksensor und Messdatenerfassung kalibriert, wodurch sich  $w_{max}$  nicht nach Gleichung 6-2 sondern nach dem in Kapitel 6.1.3 aufgeführten Kalibrierpolynom (Gleichung 6-8) berechnet.

$$w_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn}}{\rho}} \quad 6-2$$

Der Gesamtdruck  $p_{ges}$  wird über das Pitot-Rohr gemessen, das mit der Hochdruckseite (+) des Differenzdrucksensors verbunden ist (siehe Abbildung 6.1). An der Spitze der gegen die Strömung gerichteten Leitung wird die Strömung vollständig abgebremst ( $w = 0 \text{ m s}^{-1}$ ), sodass der dynamische Druck in den Staudruck umgewandelt wird. Der statische Druck  $p_{stat}$  wird im Allgemeinen orthogonal zur Strömungsrichtung gemessen. Das Prandtl-Rohr unterscheidet sich insofern von der Prandtl-Sonde, als dass der statische Druck nicht in der Rohrmitte, sondern an der Rohrwand gemessen wird. Die Leitung der Wandmessstelle führt zur Tiefdruckseite (-) des Differenzdrucksensors (siehe Abbildung 6.1). Bei der Fertigung des Prandtl-Rohres wurde darauf geachtet, dass die Leitung der Wandmessstelle bündig mit der Rohrwand, senkrecht dazu und ohne Grat versehen ist. Durch die räumliche Trennung der Nieder- und Hochdruckleitung, ist der Außendurchmesser des Pitot-Rohres kleiner und der Strömungsdruckverlust in der Zulaufstrecke geringer.

Verglichen mit der Prandtl-Sonde, bei der sowohl der statische als auch der Gesamtdruck in der Rohrmitte gemessen wird, wird der statische Druck beim Prandtl-Rohr an der Rohrwand gemessen. Trotz eines voll ausgebildeten Strömungsprofils ( $w_{Wand} = 0$ ;  $w_{Mitte} = w_{max}$ ) ist dies möglich, um die Geschwindigkeit in der Rohrmitte zu bestimmen. Abbildung 6.2 zeigt ein laminares sowie ein turbulentes Geschwindigkeitsprofil. Als statischer Druck wird die Normalkraft pro Flächeneinheit bezeichnet, die das Strömungsmedium auf ein stromlinienparalleles Wanelement ausübt [59]. Aufgrund des horizontal strömenden Arbeitsmediums und den folglich gerade verlaufenden Stromlinien ist der statische Druck über den Querschnitt konstant [60]. Die Geschwindigkeitskomponente orthogonal zur Wand ist sehr viel geringer als die Geschwindigkeitskomponente in Strömungsrichtung. Mit der Navier-Stokes-Gleichung kann deshalb nachgewiesen werden, dass in der Grenzschicht der Druckgradient orthogonal zur Wand Null ist [59]. Der statische Druck an der Wand besitzt somit den gleichen Wert wie der statische Druck am Eintritt des Pitot-Rohres [60].

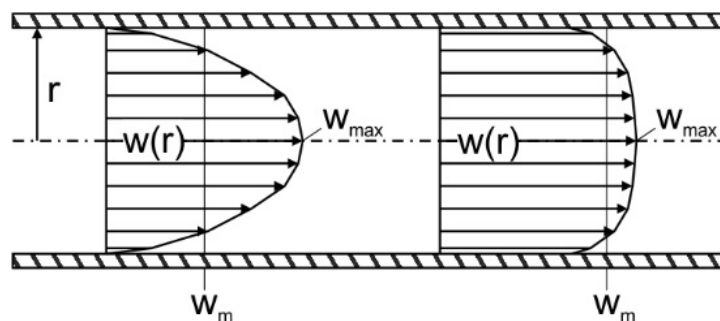


Abbildung 6.2: Laminares (links) und turbulentes Geschwindigkeitsprofil (rechts)

Für die meisten Berechnungsmodelle ist die über den Rohrquerschnitt gemittelte Strömungsgeschwindigkeit  $w_m$  relevant. Über die mittels Prandtl-Rohr ermittelte maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{max}$  wird die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl berechnet (vgl. Gleichung 4-15). Für die laminare Rohrströmung ( $Re \leq 2320$ ) gilt nach [61]:

$$\frac{w_{m,lam}}{w_{max}} = 0,5 \quad 6-3$$

Bei Überschreitung der kritischen Reynolds-Zahl von  $Re_{krit} = 2320$  gilt für den Bereich der turbulenten Rohrströmung ( $Re > Re_{krit}$ ) folgender Zusammenhang [62]:

$$\frac{w_{m,turb}}{w_{max}} = \frac{2 \cdot (n^*)^2}{(n^* + 1) \cdot (2n^* + 1)} \quad 6-4$$

$n^*$  hängt von der Reynolds-Zahl und der Rohrrauigkeit ab. Für glatte Rohre gilt  $n^* = \zeta^{-0,5}$ . Für den turbulenten Übergangsbereich ( $2320 < Re < 10^5$ ) berechnet sich der Widerstandsbeiwert  $\zeta$  nach BLASIUS wie folgt [61]:

$$\zeta = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad 6-5$$

Nach PRANDTL und V. KÁRMÁN berechnet sich  $\zeta$  im Bereich der voll ausgebildeten turbulenten Rohrströmung ( $Re \geq 10^5$ ) iterativ [43]. Es gilt:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\zeta}) - 0,8 \quad 6-6$$

### 6.1.2 Randbedingungen der Geschwindigkeitsmessung mittels Prandtl-Rohr

Die horizontale Zulaufstrecke bietet aufgrund ihres Aufbaus inklusive DWÜ2 lediglich zwei mögliche Orte für den Einbau des Prandtl-Rohres – im Austrittsbereich, bzw. in der Nähe des Förderrohereintritts, sowie im Eintrittsbereich. Der Einbauort in der Nähe des Förderrohereintritts ist ungeeignet, da dort durch einen transparenten Rohrabschnitt rückströmender Dampf beobachtet werden kann (vgl. [58]). Dies führt zu einer starken Verfälschung der Geschwindigkeitsmessung.

Aus diesem Grund befindet sich der Einbauort des Prandtl-Rohres im Eintrittsbereich der horizontalen Zulaufstrecke (vgl. Abbildung 6.3). Eine Beeinflussung der Geschwindigkeitsmessung durch rückströmenden Dampf aus dem Förderrohr ist dadurch ausgeschlossen, was sich durch optische Beobachtungen bestätigt. Der Einbauort befindet sich etwa 200 mm von der Umlenkung der vertikalen zur horizontalen Zulaufstrecke entfernt (vgl. Stelle (II) in Abbildung 6.3). Ein vollständig ausgebildetes Geschwindigkeitsprofil hat sich bei laminarer

Strömung nach einer Einlauflänge von  $L_{E,lam} \approx (0,06 \dots 0,065) \cdot Re \cdot D$  und bei turbulenter Strömung nach einer Einlauflänge von  $L_{E,turb} = (10 \dots 30 \cdot D)$  entwickelt [60]. Das Geschwindigkeitsprofil kann somit an diesem Einbauort teilweise gestört sein. Dennoch wird mit einem voll ausgeprägten Geschwindigkeitsprofil gerechnet (vgl. Kapitel 6.1.1). Eine Validierung der Geschwindigkeitsmessung ist in Kapitel 6.1.5 zu finden.

Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit in Förderrichtung ( $w_{pos}$ ) wird das Prandtl-Rohr wie in Abbildung 6.3 (links unten) dargestellt in die Zulaufstrecke eingebaut. Die Strömungsgeschwindigkeit der Rückströmung ( $w_{neg}$ ) wird mit umgekehrt eingebautem Prandtl-Rohr ermittelt (vgl. Abbildung 6.3 (rechts unten)).

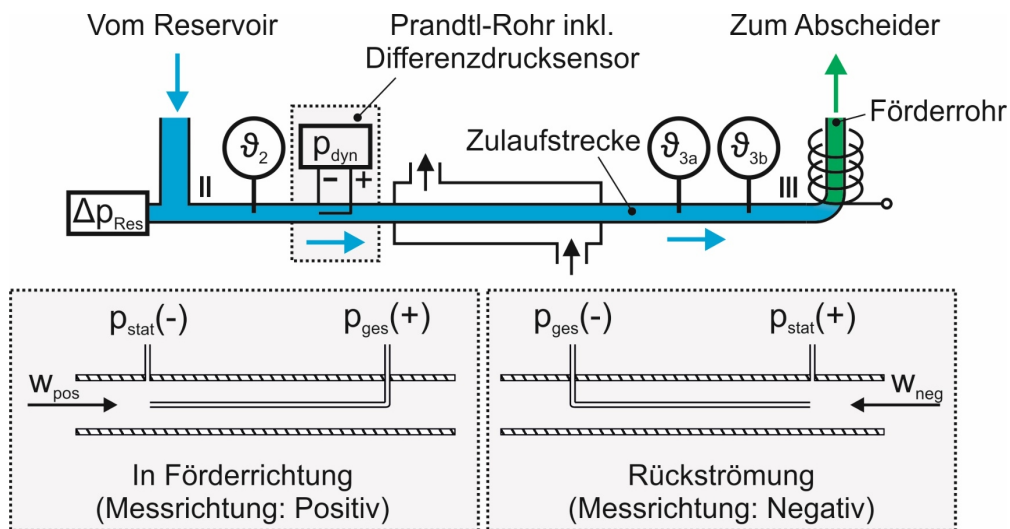


Abbildung 6.3: Einbauort und Messrichtung des Prandtl-Rohres (vgl. Abbildung 3.1)

Der Differenzdrucksensor ist horizontal ausgerichtet, sodass sich beide Messleitungen orthogonal zur Zulaufstrecke befinden. Es wurde überprüft, ob das Drucksignal durch die Eigenfrequenz der Messleitung  $f_{Eigen}$  beeinflusst wird. Die berechnete kleinste Eigenfrequenz der Messleitung ( $f_{Eigen,min} = 1464 \text{ Hz}$ ) ist sehr viel größer als die Messfrequenz ( $f_{Mess} < 5 \text{ Hz}$ ). Damit ist das Kriterium  $f_{Mess} \leq 0,33 \cdot f_{Eigen,min}$  erfüllt, welches besagt, dass die Messleitung nicht zur Schwingung angeregt wird bzw. keine Resonanz auftritt (vgl. [58]). Sowohl die Leitungen als auch der Differenzdrucksensor werden vor jeder Messung entlüftet. Eine Verfälschung des Messergebnisses durch Kapillareffekte oder eine verringerte Eigenfrequenz der Messleitung durch Luft einschlüsse [59] wird somit vermieden.

### 6.1.3 Kalibrierung des Prandtl-Rohres inklusive Drucksensor

Ziel der Kalibrierung ist es, einen direkten Zusammenhang zwischen der vom Differenzdrucksensor gemessenen Spannung  $U_{Diff}$  und der Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufstrecke  $w_{ZS}$  herzustellen und dadurch die Messgenauigkeit zu erhöhen. Dazu wird die gesamte

Messkette bestehend aus Prandtl-Rohr inklusive Drucksensor und Messdatenerfassung kalibriert.

Abbildung 6.4 zeigt den separat aufgebauten Messaufbau zur Kalibrierung. Der Rohrabschnitt mit eingebautem Prandtl-Rohr aus der Zulaufstrecke ist als Ausflusstutzen an einen mit Wasser befüllten Behälter angebracht. Die Wasseroberfläche  $A_{OF}$  ist im Vergleich zur Querschnittsfläche  $A_{ZS}$  des Ausflusstutzens um den Faktor 4661 größer. Aus der stationären Bernoulli-Gleichung geht mit  $A_{OF} \gg A_{ZS}$  das Ausflussgesetz von TORICELLI als Funktion der Zeit wie folgt hervor:

$$w_{ZS,max}(t) = \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H_{OF}(t)} \quad 6-7$$

Bei der Messung der Höhe über der Zeit  $\Delta H_{OF}(t)$  beträgt zum Zeitpunkt  $t_0$  die Höhendifferenz zwischen der Wasseroberfläche und der Mitte des Ausflusstutzens  $\Delta H_{OF}(t_0) = 310 \text{ mm}$ . Dies entspricht nach Gleichung 6-7 einer Ausflussgeschwindigkeit von  $w_{ZS,max}(t_0) = 2,47 \text{ m s}^{-1}$ . Ein Ultraschall-Abstandssensor vom Typ „UM18-218127111“ der Firma Sick wird zur Messung der Höhe verwendet, der in einem Abstand von  $s = 1257 \text{ mm}$  über der Mitte des Prandtl-Rohres angebracht ist. Der Messbereich des Sensors liegt bei Abständen zwischen  $120 \text{ mm} \leq s \leq 1300 \text{ mm}$ . Die Funktion  $\Delta H_{OF}(t)$  wird anhand von zwei Messdurchgängen ermittelt, woraus sich nahezu deckungsgleiche Kurven ergeben (vgl. Abbildung A.5).

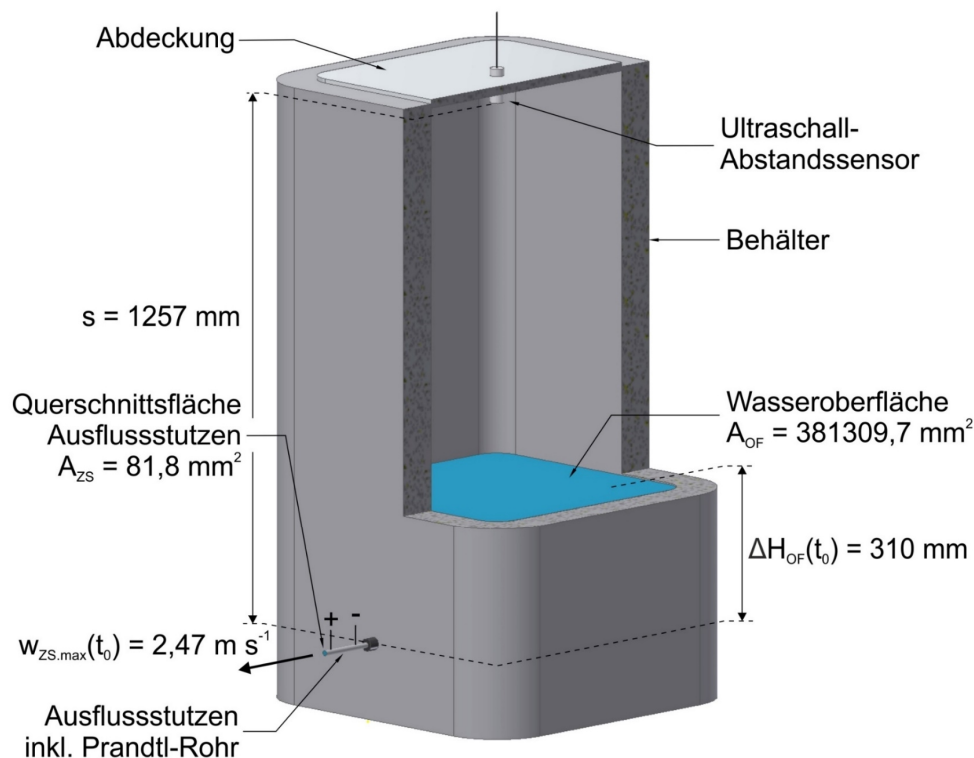


Abbildung 6.4: Messaufbau zur Kalibrierung des Prandtl-Rohres inklusive Drucksensor

Bei den Messdurchgängen erfasst der Differenzdrucksensor den dynamischen Druck  $p_{dyn}$  mit einer Frequenz von etwa  $5\text{ Hz}$  als Spannungssignal  $U_{Diff}$  (vgl. Abbildung A.5). Bei jeder Messung kommt es zu einer Nullpunktverschiebung des Spannungssignals, die laut Angabe des Herstellers über der Messdauer konstant bleibt. Im Stillstand der Anlage wird nach dem Entlüften die Nullpunktverschiebung ermittelt und für die folgenden Berechnungen berücksichtigt. Die Nullpunktverschiebung liegt bei den nachfolgenden Messungen im Bereich von  $20\text{ mV} < U_{NP} < 70\text{ mV}$ .

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{zs,max} = w_{max}$  in der Rohrmitte der Zulaufstrecke berechnet sich anhand des in Gleichung 6-8 dargestellten Kalibrierpolynoms sechsten Grades über das mittels Differenzdrucksensor gemessene Spannungssignal  $U_{Diff}$ .

$$w_{max} = A \cdot U_{Diff}^6 + B \cdot U_{Diff}^5 + C \cdot U_{Diff}^4 + D \cdot U_{Diff}^3 + E \cdot U_{Diff}^2 + F \cdot U_{Diff} + G \quad 6-8$$

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{max}$  hat die Einheit  $\text{m s}^{-1}$  und das gemessene Spannungssignal  $U_{Diff}$  ist in Volt einzusetzen. Die in Tabelle 6.1 aufgeführten Koeffizienten werden abhängig von der Messrichtung in Gleichung 6-8 eingesetzt. Abbildung A.6 zeigt den über das Kalibrierpolynom bestehende Zusammenhang zwischen der Ausflussgeschwindigkeit  $w_{zs,max}$  und der mittels Differenzdrucksensor gemessenen Spannung  $U_{Diff}$ .

Koeffizient	Strömung in Förderrichtung (positiv)	Rückströmung (negativ)
A	-2,0872853053 E+01	+2,0872854648 E+01
B	+7,9953911261 E+01	+7,9953916397 E+01
C	-1,2004807401 E+02	+1,2004808013 E+02
D	+8,9884450789 E+01	+8,9884454093 E+01
E	-3,6006638442 E+01	+3,6006639201 E+01
F	+9,3317190121 E+00	+9,3317190495 E+00
G	+5,4751256014 E-02	-5,4751261615 E-02

Tabelle 6.1: Koeffizienten in Abhängigkeit von der Messrichtung zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit mittels Kalibrierpolynom

#### 6.1.4 Ergebnisse der Geschwindigkeitsmessung

Die Leitung des Pitot-Rohres zur Messung des Gesamtdruckes wird vom Arbeitsmedium umströmt (siehe Abbildung 6.3), sodass ein Druckverlust entsteht. Um den Einfluss des in der Zulaufstrecke eingebauten Prandtl-Rohres auf das Förderverhalten aufzuzeigen, wurde eine Förderkennlinie bei punktueller Beheizung mit eingebautem Prandtl-Rohr zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit in Förderrichtung erstellt. Da die Messung der Strömungsgeschwindigkeit in und entgegen der Förderrichtung lediglich durch die Umkehrung des Prandtl-



Rohres möglich ist, wurde eine weitere Förderkennlinie mit eingebautem Prandtl-Rohr zur Messung der Geschwindigkeit der Rückströmung erstellt (vgl. Abbildung 6.3). Aus einem Vergleich mit der Förderkennlinie ohne eingebautem Prandtl-Rohr in der Zulaufstrecke in Abbildung 6.5 geht hervor, dass die Förderkennlinien den gleichen Verlauf aufweisen und nur geringfügig voneinander abweichen. Das eingebaute Prandtl-Rohr beeinflusst das Förderverhalten somit unbedeutend (vgl. Kapitel 4.2.2).

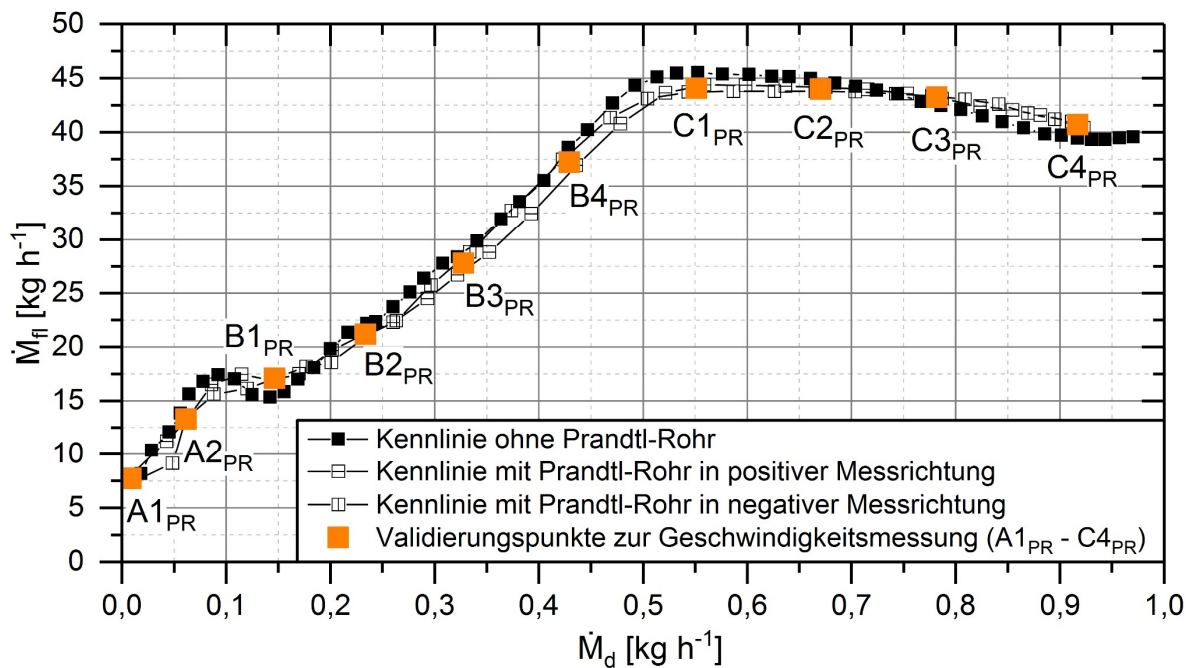


Abbildung 6.5: Förderkennlinien mit und ohne eingebautem Prandtl-Rohr sowie Validierungspunkte zur Geschwindigkeitsmessung

Aufgrund von unterschiedlichen äußeren Einflüssen liegen die einzelnen Messpunkte der beiden Förderkennlinien mit eingebautem Prandtl-Rohr nicht exakt übereinander. Zur Darstellung der zeitlichen Geschwindigkeitsverläufe dienen arithmetische Mittelwerte zweier beieinanderliegender Messpunkte der Förderkennlinien mit eingebautem Prandtl-Rohr. Im Folgenden werden die arithmetischen Mittelwerte als Validierungspunkte bezeichnet, da in Kapitel 6.1.5 die Geschwindigkeitsmessung anhand dieser Punkte validiert wird. Der Flüssigkeitsmassenstrom des jeweiligen Validierungspunktes berechnet sich nach

$$\dot{M}_{fl,VP} = \frac{\dot{M}_{fl,VP,PR,pos} + \dot{M}_{fl,VP,PR,neg}}{2} , \quad 6-9$$

der Dampfmassestrom geht aus

$$\dot{M}_{d,VP} = \frac{\dot{M}_{d,VP,PR,pos} + \dot{M}_{d,VP,PR,neg}}{2} \quad 6-10$$

hervor. Anhand der Validierungspunkte  $A1_{PR}$  –  $C4_{PR}$ , die in Abbildung 6.5 aufgeführt sind, erfolgt die Analyse zur Geschwindigkeitsmessung. Da die Validierungspunkte nur unwesentlich von der Förderkennlinie abweichen, repräsentieren die Ergebnisse der Geschwindigkeitsmessung das typische Förderverhalten.

Abbildung 6.6 zeigt die zeitlichen Verläufe der mittleren ( $w_m$ ) sowie maximalen Strömungsgeschwindigkeit ( $w_{max}$ ) der Validierungspunkte  $A2_{PR}$ ,  $B3_{PR}$  und  $C3_{PR}$  über eine Dauer von  $\Delta t = 20$  s. Die Validierungspunkte sind so gewählt, dass sich jeweils ein Validierungspunkt in jedem Bereich der charakteristischen Förderkennlinie befindet. Die Geschwindigkeitsverläufe ergeben sich aus zwei unterschiedlichen Messreihen (positive und negative Messrichtung des Prandtl-Rohres). Die Geschwindigkeiten entgegen der jeweiligen Messrichtung des Prandtl-Rohres werden zu null gesetzt. Der Geschwindigkeitsverlauf in Abbildung 6.6 zeigt ein stark instationäres Strömungsverhalten der Thermosiphonpumpe.

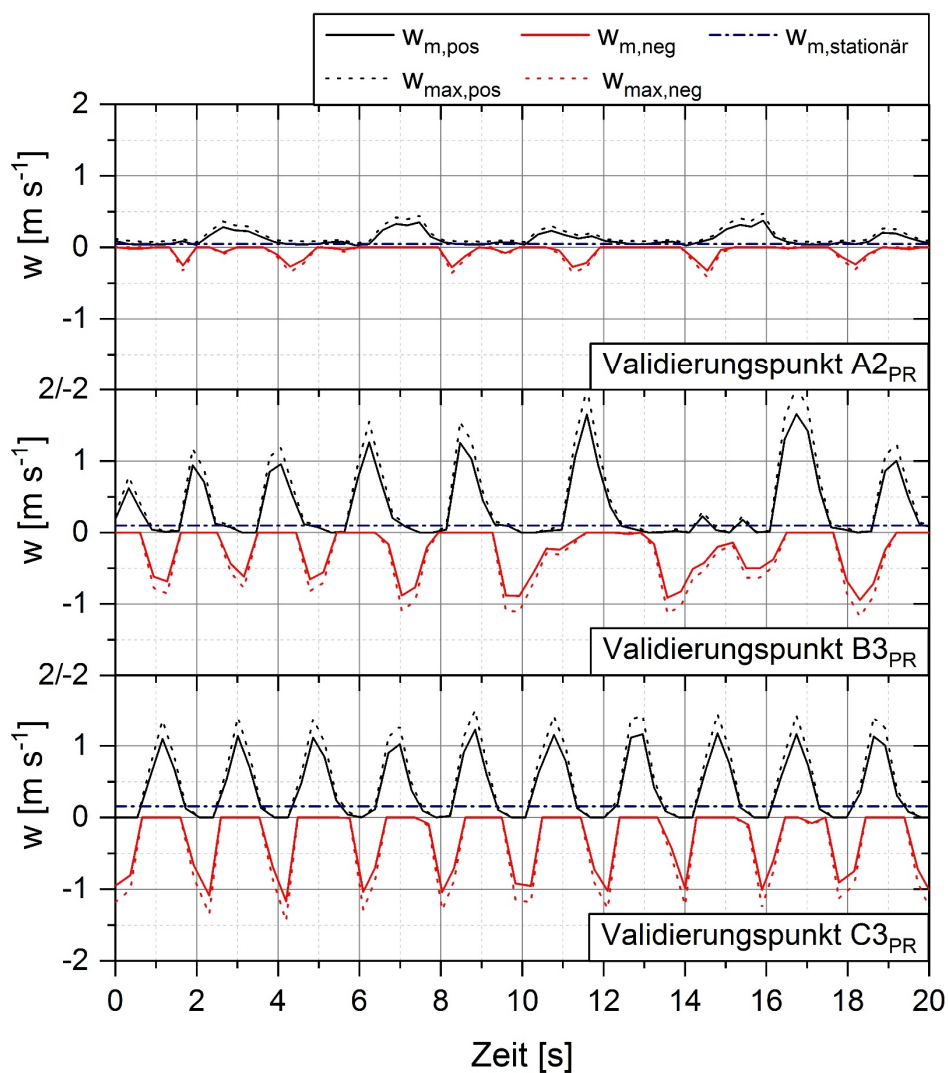


Abbildung 6.6: Zeitlicher Geschwindigkeitsverlauf der Validierungspunkte  $A2_{PR}$ ,  $B3_{PR}$  und  $C3_{PR}$

Zur Analyse des Geschwindigkeitsverlaufs wird exemplarisch Validierungspunkt C3<sub>PR</sub> betrachtet. Der in der Zulaufstrecke auftretende Gesamtmassenstrom, der über die Messdauer von  $\Delta t_{Mess} = 3600 \text{ s}$  gemittelt ist, beträgt  $\dot{M}_{ges,C3,PR} = \dot{M}_{fL,C3,PR} + \dot{M}_{d,C3,PR} = 44,00 \text{ kg h}^{-1}$  (vgl. Abbildung 6.5) und strömt in Förderrichtung. Laut der Kontinuitätsgleichung entspricht dies einer über den Querschnitt gemittelten Geschwindigkeit von  $w_{m,stationär,C3,PR} = 0,16 \text{ m s}^{-1}$ . Anhand des Geschwindigkeitsverlaufs in Abbildung 6.6 ist jedoch zu erkennen, dass die mittels Prandtl-Rohr ermittelte Geschwindigkeit in Förderrichtung zeitweise Werte annimmt, die etwa um den Faktor 7,7 größer sind ( $w_m(t = 8,84 \text{ s}) = 1,23 \text{ m s}^{-1}$ ). Dies entspricht einem Massenstrom von  $\dot{M}_{ges}(t = 8,84 \text{ s}) = 347,82 \text{ kg h}^{-1}$ . Die Geschwindigkeit und demzufolge der Massenstrom der Rückströmung liegt in einer ähnlichen Größenordnung.

Typische Geschwindigkeitsverläufe der Validierungspunkte A1<sub>PR</sub> – C3<sub>PR</sub> sind in Abbildung A.7 im Anhang aufgeführt. Unter Berücksichtigung aller Validierungspunkte liegt die gemessene Geschwindigkeit im Bereich von  $0,0 \text{ m s}^{-1} \leq |w_m| \leq 2,0 \text{ m s}^{-1}$ . Dies entspricht Massenströmen von  $0,0 \text{ kg h}^{-1} \leq |\dot{M}_{ges}| \leq 564,1 \text{ kg h}^{-1}$ .

Die Geschwindigkeitsverläufe aus Abbildung A.7 sowie die in Tabelle A.4 aufgeführten Werte zeigen steigende Geschwindigkeitsspitzen von A1<sub>PR</sub> nach B4<sub>PR</sub>. Mit zunehmendem Dampfmassenstrom steigt somit die Amplitude sowohl bei der Strömung in Förderrichtung als auch bei der Rückströmung. Dahingegen sinken die Geschwindigkeitsspitzen bei der Strömung in Förderrichtung von Validierungspunkt B4<sub>PR</sub> nach C4<sub>PR</sub>. Die Geschwindigkeitsspitzen bei der Rückströmung bleiben nahezu konstant.

### 6.1.5 Validierung der Geschwindigkeitsmessung

Zur Validierung der Geschwindigkeitsmessung dient der Vergleich des über die Geschwindigkeitsmessung ermittelten Gesamtmassenstroms  $\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)$  und des Gesamtmassenstroms des jeweiligen Validierungspunktes  $\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fL,VP})$ , der aus den mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten gemessenen Massenströmen hervorgeht.

Die zeitlich gemittelte, mittlere Geschwindigkeit  $\bar{w}_m$  berechnet sich aus der Differenz des Integrals der Geschwindigkeit in Förderrichtung  $w_{m,pos}$  und des Integrals der Geschwindigkeit der Rückströmung  $w_{m,neg}$  über ein Zeitintervall  $\Delta t$  wie folgt:

$$\bar{w}_m = \frac{1}{\Delta t} \cdot \left( \int_t^{t+\Delta t} w_{m,pos}(t) dt + \int_t^{t+\Delta t} w_{m,neg}(t) dt \right) \quad 6-11$$

Die Geschwindigkeit wird mit Hilfe der Trapezregel in Matlab über der Zeit integriert. Über die Kontinuitätsgleichung lässt sich aus der zeitlich gemittelten, mittleren Geschwindigkeit  $\bar{w}_m$  der Gesamtmassenstrom  $\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)$  wie folgt berechnen:

$$\bar{M}_{ges} = \rho(\vartheta_2) \cdot A_{ZS} \cdot \bar{w}_m \quad 6-12$$

Im Folgenden wird  $\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)$  als über die Geschwindigkeitsmessung ermittelter Gesamtmassenstrom bezeichnet.

Der Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fl,VP})$  setzt sich aus der Summe der Massenströme  $\dot{M}_{fl,VP}$  und  $\dot{M}_{d,VP}$  zusammen, die sich nach den Gleichungen 6-9 und 6-10 berechnen und auf die Validierungspunkte beziehen. Im Folgenden wird  $\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fl,VP})$  als mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelter Gesamtmassenstrom bezeichnet.

Für die bessere Vergleichbarkeit wird der Faktor  $F$  eingeführt, der das Verhältnis der Massenströme zueinander beschreibt.  $F$  berechnet sich wie folgt:

$$F = \frac{\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)}{\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fl,VP})} \quad 6-13$$

Der über die Geschwindigkeitsmessung ermittelte Gesamtmassenstrom  $\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)$ , der mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelte Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fl,VP})$  und der Faktor  $F$  sind in Abbildung 6.7 über dem Dampfmassenstrom aufgetragen.

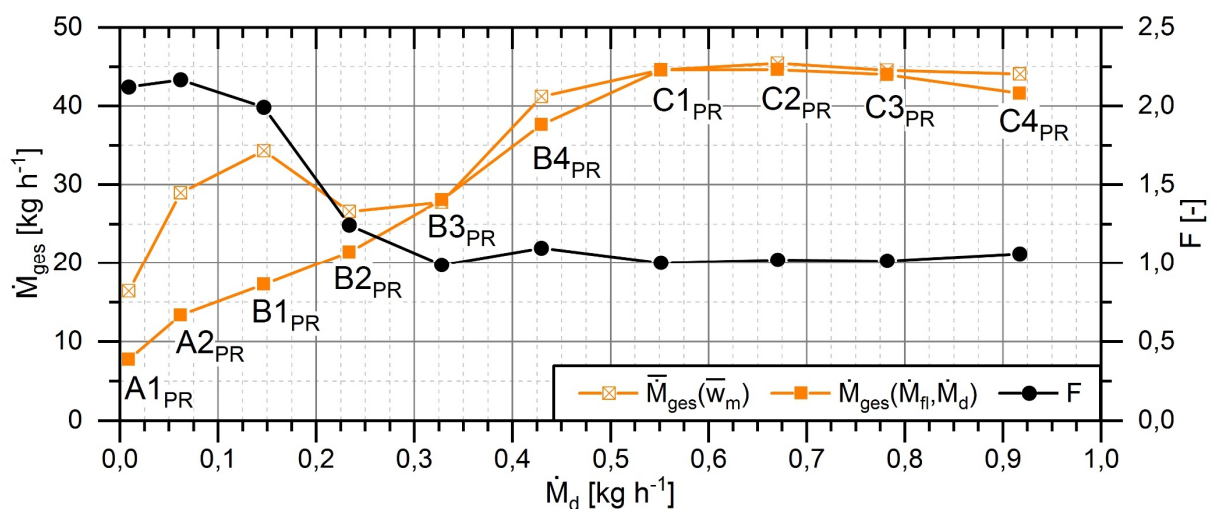


Abbildung 6.7: Vergleich des über die Geschwindigkeitsmessung ermittelten Gesamtmassenstroms und des mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelten Gesamtmassenstroms

Der Faktor  $F$  liegt innerhalb eines Wertebereichs von  $1,0 \leq F \leq 2,2$ , wobei sich  $F$  ab einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,23 \text{ kg h}^{-1}$  zwischen  $1,0 \leq F \leq 1,2$  befindet. Die über die Geschwindigkeitsmessung mittels Prandtl-Rohr ermittelten Gesamtmassenströme weisen somit bei Dampfmassenströmen von  $\dot{M}_d > 0,23 \text{ kg h}^{-1}$  eine gute Übereinstimmung zu den mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelten Gesamtmassenströmen auf. Im Bereich

bis zu einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,23 \text{ kg h}^{-1}$  ist der über die Geschwindigkeitsmessung ermittelte Gesamtmassenstrom  $\bar{M}_{ges}(\bar{w}_m)$  um den Faktor 2,0 bis 2,2 höher als der mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelte Gesamtmassenstrom  $\dot{M}_{ges,VP}(\dot{M}_{d,VP}, \dot{M}_{fl,VP})$ . Dies lässt sich durch den hohen relativen Messfehler des Differenzdrucksensors im Bereich von geringen Strömungsgeschwindigkeiten bzw. dynamischen Drücken erklären. Zudem ist das Geschwindigkeitsprofil bei laminarer Strömung vermutlich gestört, was wiederum zu höheren Abweichungen führen kann.

### 6.1.6 Fazit der Geschwindigkeitsmessung

Aus den Ergebnissen der Geschwindigkeitsmessung geht hervor, dass das Strömungsverhalten einer Thermosiphonpumpe stark instationär ist. Die in der Literatur zu findenden Berechnungsmodelle bzw. –ansätze führen bei der Berechnung der Förderfähigkeit von Thermosiphonpumpen zu hohen Abweichungen, da sie auf stationären anstatt auf instationären Strömungszuständen basieren (vgl. Kapitel 1.2.2). Des Weiteren kann aus den Ergebnissen geschlossen werden, dass für quasistationäre Strömungen erstellte Strömungsformenkarten für Thermosiphonpumpen nur bedingt anwendbar sind. Eine Validierung der Strömungsformenkarten ist für deren Anwendung essentiell.

Werden die unterschiedlichen charakteristischen Bereiche der Förderkennlinie betrachtet ist zu erkennen, dass mit steigendem Dampfmassenstrom die Periodendauer eines Strömungszyklus abnimmt. Aus Abbildung A.7 geht hervor, dass mit steigendem Dampfmassenstrom die Anzahl an Strömungszyklen pro Zeitintervall in Förderrichtung ansteigt. Zudem unterscheiden sich die Validierungspunkte in der Art der instationären Strömung. Bei den Validierungspunkten A1<sub>PR</sub> und A2<sub>PR</sub> sowie C1<sub>PR</sub> bis C4<sub>PR</sub> lässt sich ein periodisches Strömungsverhalten erkennen. Dahingegen ist das Strömungsverhalten der Validierungspunkte B1<sub>PR</sub> bis B4<sub>PR</sub> unregelmäßig. Der Zusammenhang der instationären Strömung in der Zulaufstrecke und dem Förderverhalten im Förderrohr wird anhand einer Frequenzanalyse des statischen Drucksignals in Kapitel 6.2 untersucht.

## 6.2 Frequenzanalyse des statischen Druckes

Anhand einer Frequenzanalyse des statischen Druckes wird der Zusammenhang zwischen instationärer Strömung in der Zulaufstrecke und Förderverhalten im Förderrohr analysiert. Es wird untersucht, ob sich Rückschlüsse aus dem statischen Druck auf den charakteristischen Verlauf der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung ziehen lassen. Dies ermöglicht eine Vorhersage über den anzustrebenden Betriebsbereich der Thermosiphonpumpe.

### 6.2.1 Fourier-Transformation

Zur Frequenzanalyse eignet sich die Fourier-Transformation, die das Signal des statischen Druckes vom Zeitbereich  $p_{stat}(t)$  in den Frequenzbereich  $p_{stat}(f)$  überführt. Für ein instationäres, diskretes (digitalisiertes) oder periodisches Zeitsignal kann die Diskrete-Fourier-Transformation (DFT) angewendet werden. Durch redundante Rechenschritte weist die DFT jedoch eine hohe Rechenzeit auf. Aufgrund einer verkürzten Rechenzeit im Vergleich zur DFT kommt im nachfolgenden die Fast-Fourier-Transformation (FFT) zum Einsatz. Die Rechenzeit wird bei der FFT durch die Beseitigung redundanter Rechenschritte eingespart [63]. Zur Durchführung der FFT wird die im Kalkulationsprogramm „Microsoft Excel 2016“ integrierte Daten-Analyse-Funktion verwendet.

Der Frequenzbereich wird ebenfalls als Amplitudenspektrum bezeichnet. Bezogen auf die Thermosiphonpumpe zeigt das Amplitudenspektrum die am Förderverhalten beteiligten Frequenzen. Die Frequenz  $f$  lässt sich über deren Kehrwert in die Periodendauer  $T$  umrechnen.

$$T = \frac{1}{f} \quad 6-14$$

### 6.2.2 Randbedingungen zur Frequenzanalyse des statischen Druckes

Der statische Druck wird mittels Prandtl-Rohr in Kombination mit dem Relativdrucksensor „PXM409 – 170HG10V“ von der Firma Newport Omega gemessen. Der Messbereich liegt zwischen  $0 \text{ mbar} \leq p_{rel} \leq 170 \text{ mbar}$ . Der Relativdrucksensor ist mit der Leitung der Wandmessstelle des Prandtl-Rohres verbunden. Der bezogen auf den Umgebungsdruck gemessene Relativdruck entspricht somit dem statischen Druck  $p_{stat}$ . Die Leitung des Pitot-Rohres zur Messung des Gesamtdruckes ist geschlossen und wird nicht benötigt. Abbildung 6.8 zeigt den Aufbau zur Messung des statischen Druckes mit Einbauort und -richtung des Prandtl-Rohres. Die Messfrequenz des statischen Druckes liegt bei  $f_{Mess} = 5 \text{ Hz}$ . Die Anzahl an Messwerten muss bei der FFT dem Wert einer Zweierpotenz ( $2^n$ ) entsprechen. Für die Messpunkte (A1<sub>FFT</sub> bis C3<sub>FFT</sub>) werden zur Frequenzanalyse jeweils 256 Messwerte verwendet. Dies entspricht einem Zeitraum von  $\Delta t_{FFT} = 51,2 \text{ s}$ . Das Amplitudenspektrum beinhaltet durch die festgelegte Messfrequenz von  $f_{Mess} = 5 \text{ Hz}$  einen Frequenzbereich von  $0 \text{ Hz} \leq f_{FFT} \leq 2,5 \text{ Hz}$ . Da das Amplitudenspektrum spiegelsymmetrisch ist, entspricht die größte Frequenz im Amplitudenspektrum der Hälfte der Messfrequenz ( $f_{FFT,max} = 0,5 \cdot f_{Mess} = 2,5 \text{ Hz}$ ) [63].

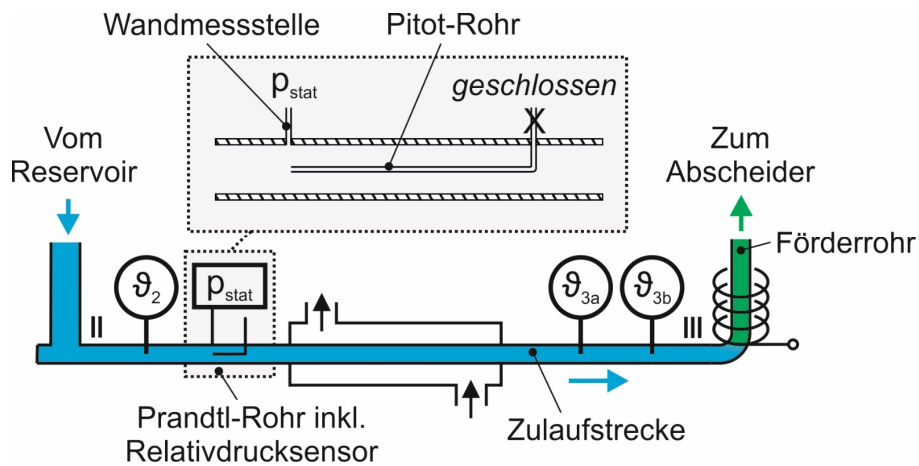


Abbildung 6.8: Aufbau zur Messung des statischen Druckes mittels Prandtl-Rohr

Das Amplitudenspektrum gibt Aufschluss über die an der zyklischen Förderung beteiligten Frequenzen. Um die mittels FFT ermittelten Frequenzen bzw. Periodendauern mit der instationären Strömung in Verbindung zu bringen, dient ein Vergleich mit optisch ermittelten Periodendauern der Förderzyklen anhand von Videoaufnahmen am Förderrohraustritt. Hierzu ist eine Kamera vor dem Schauglas des Abscheiders montiert. Die Videoaufnahmen wurden für den Zeitraum des jeweiligen Messpunktes erstellt, anhand dessen die Frequenzanalyse durchgeführt wird. Mithilfe des Videoschnittprogramms „Avidemux 2.7“, welches eine Analyse mit einem Zeitabstand der Bilderfolge von  $\Delta t = 40 \text{ ms}$  ermöglicht, können Ausströmbeginn und -ende eines Förderzyklus bestimmt werden. Abbildung 6.9 zeigt exemplarische Bilder von den Videoaufnahmen am Förderrohraustritt, anhand derer die unterschiedlichen Phasen der Förderzyklen bestimmt werden.

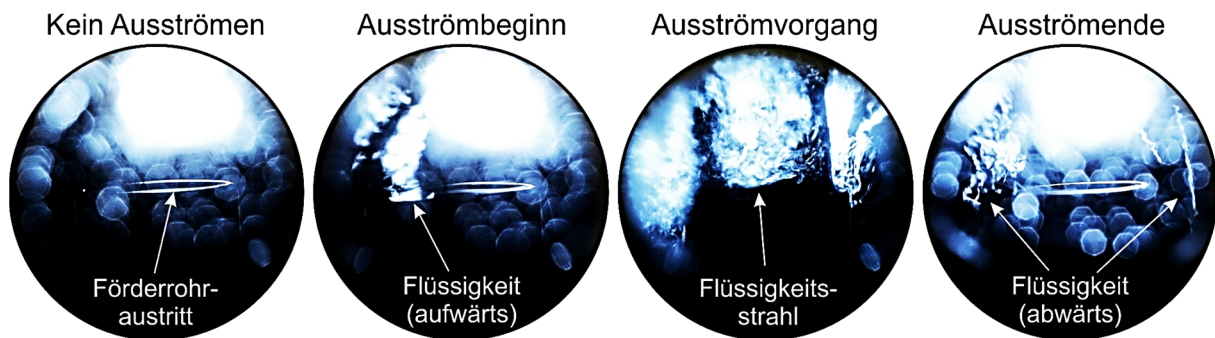


Abbildung 6.9: Exemplarische Bilder der Videoaufnahmen am Abscheider zur Bewertung eines Förderzyklus

### 6.2.3 Ergebnisse der Frequenzanalyse

Die Förderkennlinie bei punktueller Beheizung mit eingebautem Prandtl-Rohr in positiver Messrichtung (vgl. Abbildung 6.8) sowie die Messpunkte A1<sub>FFT</sub> bis C3<sub>FFT</sub> sind in Abbildung

6.10 dargestellt. Da die Messpunkte nur kleine Abweichungen zur Förderkennlinie aufweisen, repräsentieren sie das typische Förderverhalten.

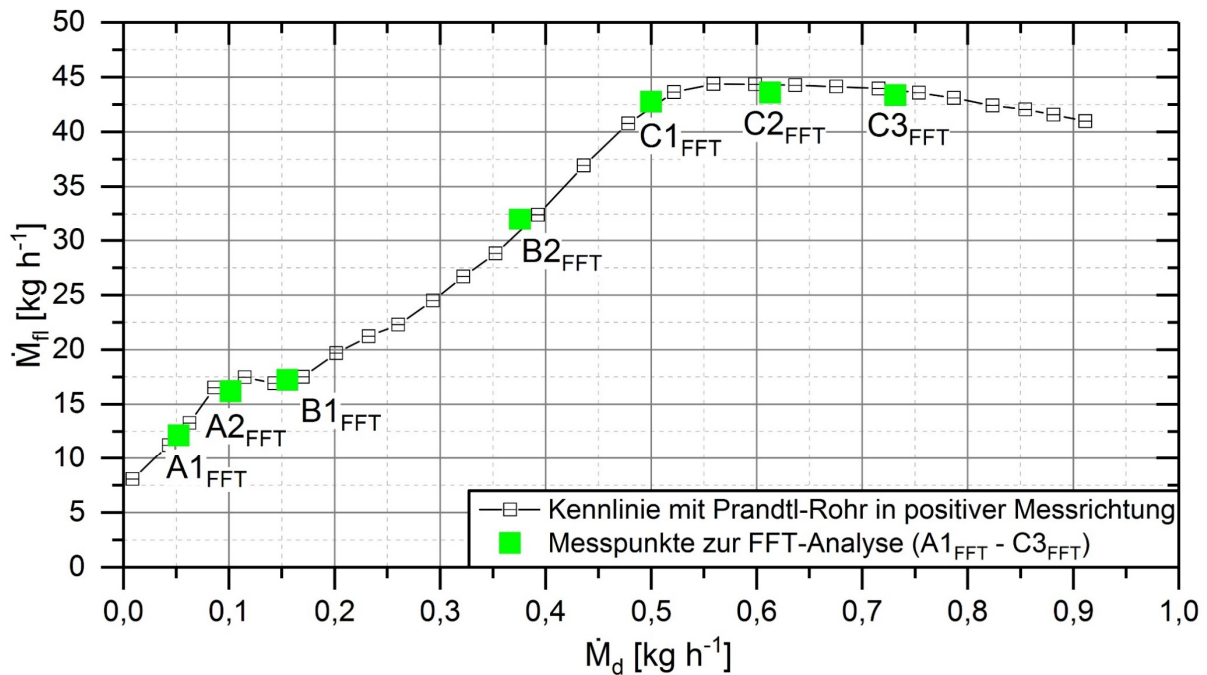


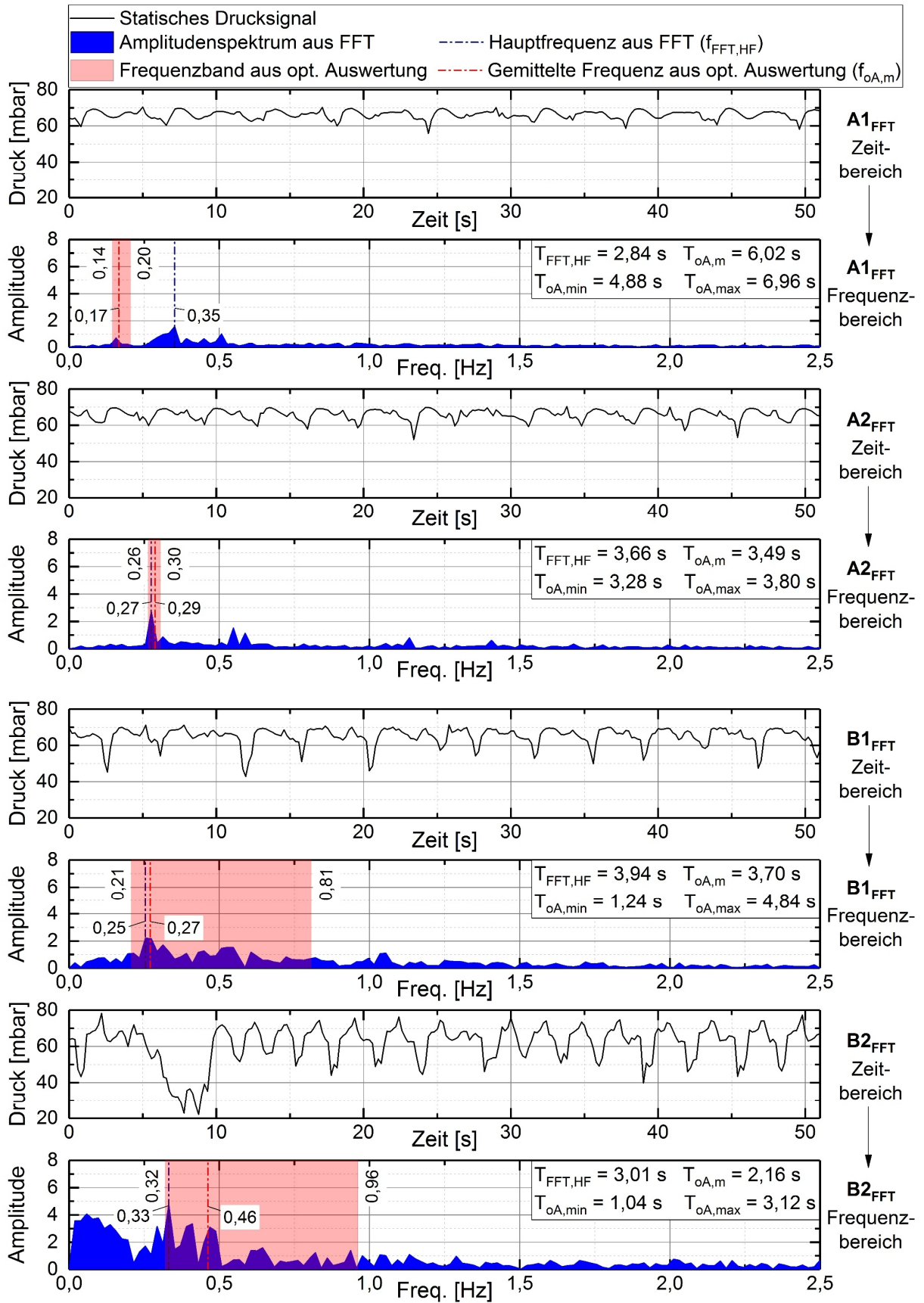
Abbildung 6.10: Förderkennlinie mit Messpunkten zur Frequenzanalyse

Anhand der Messpunkte  $A1_{FFT}$ ,  $A2_{FFT}$ ,  $B1_{FFT}$ ,  $B2_{FFT}$ ,  $C1_{FFT}$  und  $C3_{FFT}$  erfolgt eine Frequenzanalyse. Zudem wird ein Vergleich mit der optischen Auswertung des Ausströmvorgangs am Förderrohraustritt vorgenommen. In Abbildung 6.11 ist der zeitliche Verlauf des statischen Druckes und das daraus mittels FFT generierte Amplitudenspektrum inklusive der jeweiligen Hauptfrequenz dargestellt. Abbildung 6.11 zeigt neben der arithmetisch gemittelten Periodendauer ( $T_{oA,m}$ ), die aus der optischen Auswertung des jeweiligen Messpunktes resultiert, die nach Gleichung 6-14 hervorgehende Frequenz ( $f_{oA,m}$ ). Die gemittelte Periodendauer  $T_{oA,m}$  berechnet sich wie folgt:

$$T_{oA,m} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{oA,i}}{n} \quad 6-15$$

Die einzelnen Periodendauern  $T_{oA,i}$  pro Messpunkt sind optisch ermittelte Zeitintervalle vom Ausströmbeginn eines Förderzyklus bis zum Ausströmbeginn des nächstfolgenden Förderzyklus.  $n$  ist die Anzahl an vollständigen Förderzyklen pro Messpunkt.





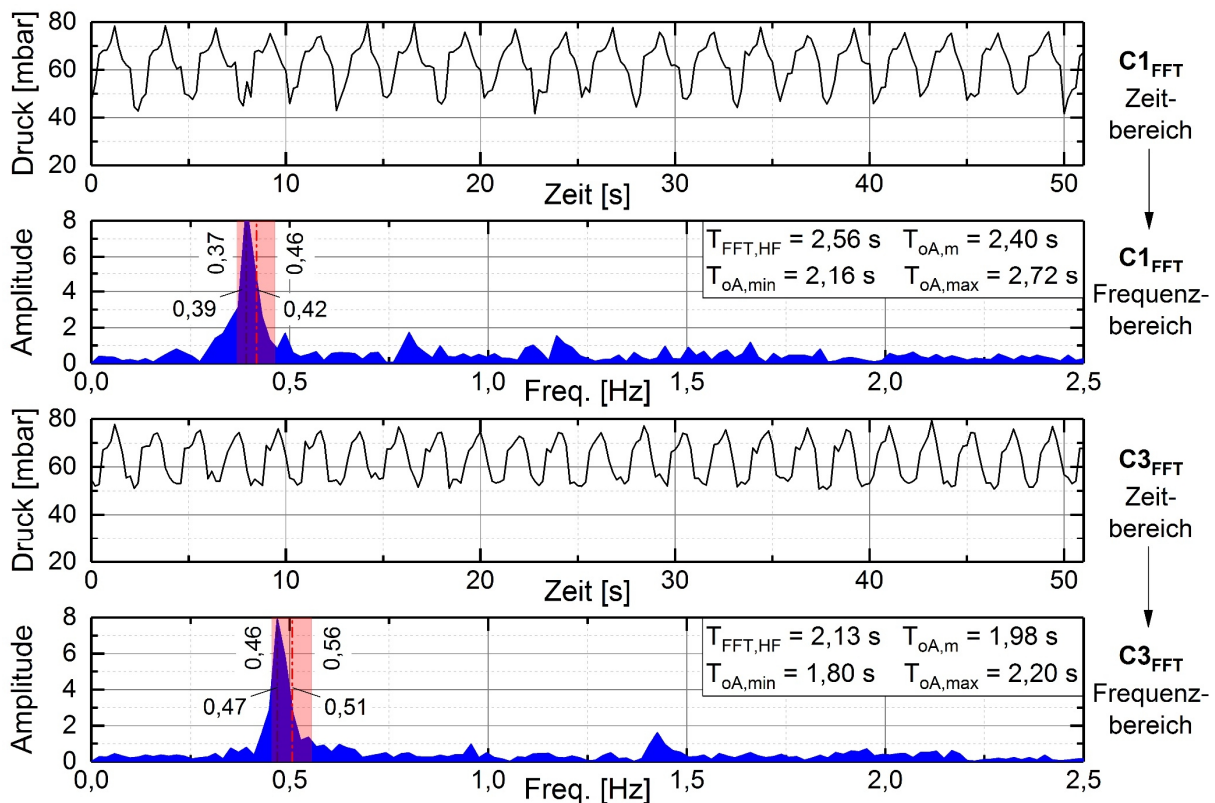


Abbildung 6.11: Zeit- und Frequenzbereich des statischen Druckes von den Messpunkten A1<sub>FFT</sub>, A2<sub>FFT</sub>, B1<sub>FFT</sub>, B2<sub>FFT</sub>, C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub>

In Abbildung 6.11 sind zu jedem Messpunkt die optisch ermittelte minimale ( $T_{oA,min}$ ) und maximale Periodendauer ( $T_{oA,max}$ ) angegeben. Das daraus resultierende Frequenzband ist im Amplitudenspektrum eingezeichnet. Ein schmales Frequenzband ist das Resultat aus einem periodischen Förderverhalten im Förderrohr. Eine im Amplitudenspektrum ersichtliche, ausgeprägte Hauptfrequenz resultiert wiederum aus einem periodischen Strömungsverhalten in der Zulaufstrecke.

Für Messpunkt C2<sub>FFT</sub> ergibt die optische Auswertung der Periodendauer unbrauchbare Ergebnisse. Aufgrund eines hohen Füllstandes der geförderten Flüssigkeit im Abscheider und beschlagenen Schaugläsern kann weder Ausströmbeginn noch -ende exakt bestimmt werden. Eine Frequenzanalyse dieses Messpunktes ist dennoch vollständigshalber in Abbildung A.8 dargestellt.

Aus Abbildung 6.11 geht hervor, dass die Drucksignale der Messpunkte A1<sub>FFT</sub> und A2<sub>FFT</sub> im Zeitbereich die geringsten Schwankungsbreiten aufweisen. Das Amplitudenspektrum von Messpunkt A1<sub>FFT</sub> beinhaltet keine prägnante Hauptfrequenz. Im Frequenzbereich zwischen  $0,27 \text{ Hz} \leq f_{FFT,A1} \leq 0,55 \text{ Hz}$  ist ein Rauschen erkennbar, was ein unregelmäßiges Strömungsverhalten in der Zulaufstrecke bedeutet. Im Amplitudenspektrum befindet sich die Hauptfrequenz von  $f_{FFT,HF,A1} = 0,35 \text{ Hz}$ . Daraus geht eine Periodendauer von  $T_{FFT,HF,A1} = 2,84 \text{ s}$  hervor, die zur optisch ermittelten gemittelten Periodendauer von  $T_{oA,m,A1} = 6,02 \text{ s}$  stark

abweicht. Die Frequenz  $f_{oA,m,A1} = 0,17 \text{ Hz}$  der optisch ermittelten Periodendauer ist im Amplitudenspektrum jedoch sichtbar. Ein regelmäßiges Strömungsverhalten im Förderrohr ist vorhanden, da das Frequenzband aus der optischen Auswertung schmal ist. Eine Vermutung für die Abweichung der Periodendauern  $T_{FFT,HF,A1}$  und  $T_{oA,m,A1}$  ist, dass die Auftriebskraft des entstandenen Dampfes zu gering ist bzw. die mittlere Dichte im Förderrohr nicht weit genug abgesenkt wird, um bei jedem Zyklus Flüssigkeit in den Abscheider zu fördern.

Im Gegensatz dazu weist das Amplitudenspektrum von Messpunkt A2<sub>FFT</sub> eine ausgeprägte Hauptfrequenz bei  $f_{FFT,HF,A2} = 0,27 \text{ Hz}$  mit der dazugehörigen Periodendauer von  $T_{FFT,HF,A2} = 3,66 \text{ s}$  auf. Diese weicht betragsmäßig lediglich um  $|\Delta T_{A2}| = 0,17 \text{ s}$  von der optisch ermittelten gemittelten Periodendauer ab. Aus den Amplitudenspektren der Messpunkte C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub> geht ebenfalls eine ausgeprägte Hauptfrequenz hervor. Die Differenz der Periodendauern  $T_{FFT,HF}$  und  $T_{oA,m}$  der Messpunkte C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub> sind betragsmäßig mit  $|\Delta T_{C1}| = 0,16 \text{ s}$  sowie  $|\Delta T_{C3}| = 0,15 \text{ s}$  ebenfalls gering. Die Periodendauer eines Zyklus des statischen Druckes in der Zulaufstrecke stimmt also nahezu mit der Periodendauer eines Förderzyklus im Förderrohr überein. Das Frequenzband, das sich aus der optisch ermittelten minimalen und maximalen Periodendauer des jeweiligen Messpunktes ergibt, ist bei den Messpunkten A2<sub>FFT</sub>, C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub> schmal. Diese Messpunkte sind somit sowohl im Förderrohr als auch in der Zulaufstrecke durch ein periodisches Förder- bzw. Strömungsverhalten charakterisiert. Tabelle A.5 im Anhang gibt eine Übersicht über die Periodendauern sowie deren statistischen Abweichungen pro Messpunkt.

Das jeweilige Amplitudenspektrum der Messpunkte B1<sub>FFT</sub> und B2<sub>FFT</sub> zeigt ein starkes Rauschen ohne ausgeprägte Hauptfrequenz, was auf ein unregelmäßiges Strömungsverhalten in der Zulaufstrecke schließen lässt. Aus den Periodendauern der optischen Auswertung der Messpunkte B1<sub>FFT</sub> und B2<sub>FFT</sub> resultiert zudem ein breites Frequenzband, was wiederum auf ein unregelmäßiges Förderverhalten im Förderrohr schließen lässt. Die gemittelte Periodendauer  $T_{oA,m}$  weicht betragsmäßig um  $|\Delta T_{B1}| = 0,24 \text{ s}$  bzw.  $|\Delta T_{B2}| = 0,85 \text{ s}$  von der sich aus der FFT ergebenden Hauptfrequenz  $T_{FFT,HF}$  ab. Die Differenz der Periodendauern hat allerdings aufgrund des breiten Frequenzbandes und des hohen Rauschens des Amplitudenspektrums ohne ausgeprägte Hauptfrequenz eine geringe Aussagekraft. Aufgrund der starken Schwankung des Drucksignals bei Messpunkt B2<sub>FFT</sub> im Zeitbereich zwischen  $6 \text{ s} \leq t \leq 10 \text{ s}$  wurde ein weiterer Zeitbereich des Drucksignals in den Frequenzbereich überführt. Abbildung A.8 zeigt ein Amplitudenspektrum mit ähnlichem Rauschen und der gleichen Hauptfrequenz  $f_{FFT,HF,B2.2} = f_{FFT,HF,B2} = 0,33 \text{ Hz}$ , was einer Periodendauer von  $T_{FFT,HF,B2.2} = 3,01 \text{ s}$  entspricht.

Die gemittelte Periodendauer  $T_{oA,m}$  aus der optischen Auswertung sinkt mit steigendem Dampfmassenstrom für die Messpunkte A1<sub>FFT</sub>, A2<sub>FFT</sub>, C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub>, die ein periodisches Förderverhalten aufweisen. Dies ist aufgrund der höheren Auftriebskraft durch den steigenden

volumetrischen Dampfgehalt zu erklären. Betrachtet man die gemittelte Ausströmdauer  $\Delta t_{oA,m,ausström}$  der optischen Auswertung, die sich analog zu Gleichung 6-15 berechnet, ist anhand von Tabelle A.5 im Anhang ersichtlich, dass diese abgesehen von Messpunkt A1<sub>FFT</sub> mit steigendem Dampfmassenstrom steigt. Die Bandbreite der Ausströmdauern ist im Bereich des unregelmäßigen Förderverhaltens bei den Messpunkten B1<sub>FFT</sub> und B2<sub>FFT</sub> am größten (vgl. Tabelle A.5).

Es sei erwähnt, dass mit dem vorhandenen Messaufbau der exakte Zeitpunkt des Ausströmvorgangs dem statischen Drucksignal nicht zugeordnet werden kann. Grund dafür sind überlagernde Einflüsse des inkompressiblen Arbeitsmediums in der Zulaufstrecke, der Wärmezufuhr am Fußpunkt des Förderrohres, der Zweiphasenströmung im Förderrohr und der vergleichsweise geringen Auflösung des Drucksignals. Auffällig ist jedoch die Übereinstimmung zwischen der Anzahl an ausgeprägten Minima des Drucksignals und der Anzahl an Förderzyklen.

#### 6.2.4 Fazit der Frequenzanalyse

Sowohl die optischen Beobachtungen am Förderrohr Austritt sowie die Frequenzanalyse des statischen Druckes ergeben Rückschlüsse auf den Verlauf der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung. Bei geringen Dampfmassenströmen bzw. im Bereich vor dem lokalen Maximum (vgl. Messpunkte A1<sub>FFT</sub> und A2<sub>FFT</sub> in Abbildung 6.10) weist die Thermosiphonpumpe ein periodisches Förderverhalten auf. In diesem Bereich dominiert sowohl laut der Strömungsformenkarte (vgl. Kapitel 5.1) als auch laut den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen (vgl. Kapitel 5.2) die Kolbenströmung. Bei steigendem Dampfmassenstrom ist das Förderverhalten ab dem lokalen Maximum bis nahe des absoluten Maximums chaotisch (vgl. Messpunkte B1<sub>FFT</sub> und B2<sub>FFT</sub> in Abbildung 6.10). Die Strömungsformenkarte und die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen weisen in diesem Bereich ebenfalls einen hohen Anteil an Schaumströmung (chaotische Strömung) auf. Bei Dampfmassenströmen im Bereich des absoluten Maximums und höher ergibt sich erneut ein periodisches Förderverhalten (vgl. Messpunkte C1<sub>FFT</sub> und C3<sub>FFT</sub> in Abbildung 6.10). In diesem Bereich nimmt laut Strömungsformenkarte und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen die Ringströmung anteilig immer mehr zu.

Durch das teilweise chaotische Förderverhalten im Bereich bis zum absoluten Maximum, in dem die Schwerkraft dominiert (vgl. Kapitel 4.1.2), steigt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom nicht kontinuierlich bei steigendem Dampfmassenstrom. Für die Auslegung von Thermosiphonpumpen ist somit anzustreben, die Thermosiphonpumpe nicht im Bereich des chaotischen Förderverhaltens zu betreiben, da daraus ein geringeres Förderverhältnis resultieren kann. Zudem ist ein unregelmäßiger Transport von Dampf und Flüssigkeit für manche Anwendungen unerwünscht [55].

## 7 Einfluss von Rohreinbauten auf die Förderfähigkeit

Aufgrund des instationären Förderverhaltens der Thermosiphonpumpe treten zeitweise Rückströmungen des Arbeitsmediums auf. Mit dem Ziel das Förderverhältnis zu steigern, indem die Rückströmungen abgeschwächt bzw. verhindert werden, erfolgt im Folgenden eine Untersuchung unterschiedlicher Rohreinbauten. Der Einbauort befindet sich in der Zulaufstrecke nahe des Förderrohreintritts, damit die Strömung im Förderrohr unbeeinflusst bleibt (siehe Abbildung 7.1).

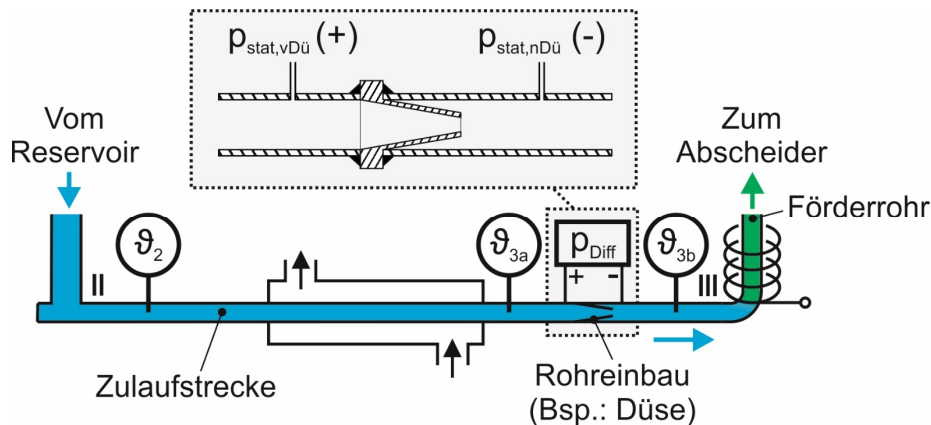


Abbildung 7.1: Einbauort der Rohreinbauten und Differenzdruck am Beispiel einer Düse

### 7.1 Auslegung der Rohreinbauten

Anforderungen an die Rohreinbauten sind ein möglichst geringer Druckverlust bei der Strömung in Förderrichtung sowie die Erzeugung eines möglichst hohen Druckverlustes bei der Rückströmung. Tabelle 7.1 zeigt die in dieser Arbeit untersuchten Rohreinbau-Typen, die die gestellten Anforderungen theoretisch erfüllen.

Zum Einsatz kommen unterschiedliche Düsen und Venturirohre, die die starken Rückströmungen, die durch die Geschwindigkeitsmessung quantifiziert werden konnten (vgl. Kapitel 6.1), abschwächen sollen. Düse und Venturirohr ähneln sich im Aufbau. Die Düse verengt den Strömungsquerschnitt in Förderrichtung kontinuierlich. Das Venturirohr besteht aus einer Düse (stetige Querschnittsverengung) mit nachgeschaltetem Diffusor (stetige Querschnittserweiterung). Sowohl die Düse als auch das Venturirohr besitzen keine mechanischen Bauteile, wodurch ein verschleißfreier Betrieb möglich ist.

Des Weiteren wird ein Rückschlagventil (RSV) untersucht, das die Rückströmung verhindern soll. Das RSV besitzt mechanische Bauteile (Feder und kegelförmiger Körper), wodurch im Falle einer Rückströmung der Strömungsquerschnitt komplett verschlossen wird. Ein verschleißfreier Betrieb ist somit nicht gewährleistet.

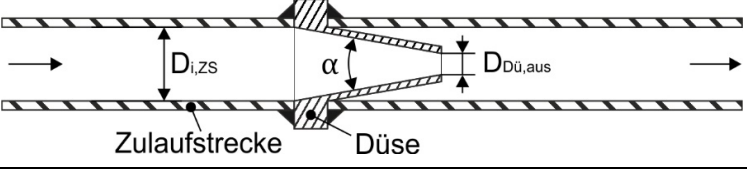
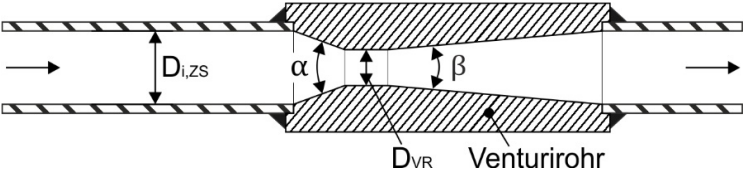
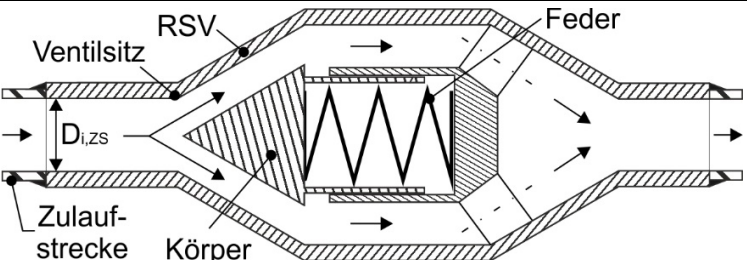
Bauteil	Schnittzeichnung	Ziel
Düse		Rückströmung abschwächen
Venturirohr		Rückströmung abschwächen
RSV		Rückströmung verhindern

Tabelle 7.1: Schnittzeichnungen der untersuchten Rohreinbau-Typen zur Abschwächung bzw. Verhinderung der Rückströmungen bei Strömung in Förderrichtung

Im Folgenden wird die Auslegung bzw. Auswahl der Bauteile unter Berücksichtigung des Druckverlustes detailliert erläutert.

### 7.1.1 Druckverlustberechnung

#### Strömung in Förderrichtung (Düse)

Durch den Einsatz der Düse verjüngt sich das Zulaufrohr stetig, bis der Austrittsdurchmesser  $D_{Dü,aus}$  erreicht ist. Anschließend tritt eine plötzliche Querschnittserweiterung auf. Der Konus der Düse besitzt einen Winkel  $\alpha$ , der im Folgenden als Düsenwinkel bezeichnet wird. Bei der Auslegung von Düsen sind der Düsenwinkel  $\alpha$  und der Austrittsdurchmesser  $D_{Dü,aus}$  variierbar. Durch die stetige Querschnittsverengung wird die Strömung entlang eines Druckgefälles beschleunigt. Sofern für den Düsenwinkel  $\alpha \leq 40^\circ$  gilt, treten keine Strahlablösungen auf, die zu erhöhten Druckverlusten führen. Der gesamte Druck wird in Strömungsenergie umgesetzt [43]. Der Druckverlust in der Düse  $\Delta p_{Verl,Dü,pos}$  berechnet sich aus dem Druckverlust einer stetigen Querschnittsverengung  $\Delta p_{Verl,Dü,QV,pos}$  und dem Druckverlust einer plötzlichen Querschnittserweiterung  $\Delta p_{Verl,Dü,QE,pos}$ . Der Druckverlust bei der stetigen Querschnittsverengung ergibt

sich laut [43] und [64] für einen Düsenwinkel von  $\alpha \leq 40^\circ$  im ungünstigsten Fall hinsichtlich Oberflächenbeschaffenheit und Reynolds-Zahl nach folgender allgemeingültiger Gleichung:

$$\Delta p_{Verl,Dü,QV,pos} = \zeta_{Dü,QV,pos} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{Dü,aus}^2 = 0,04 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{Dü,aus}^2 \quad 7-1$$

In [65] ist für den Widerstandsbeiwert der Bereich zwischen  $0 \leq \zeta_{Dü,QV,pos} \leq 0,075$  angegeben. Im Folgenden wird mit  $\zeta_{Dü,QV,pos} = 0,04$  gerechnet.

Eine plötzliche Querschnittserweiterung, wie bei der Düse, verursacht starke Verwirbelungen [43, 64]. Der Druckverlust bei der plötzlichen Querschnittserweiterung ergibt sich aus:

$$\Delta p_{Verl,Dü,QE,pos} = \zeta_{Dü,QE,pos} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{Dü,aus}^2 = \left(1 - \frac{A_{Dü,aus}}{A_{i,ZS}}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{Dü,aus}^2 \quad 7-2$$

### Strömung in Förderrichtung (Venturirohr)

Beim Venturirohr verengt sich der Strömungsquerschnitt in Förderrichtung analog zur Düse zunächst stetig bis zu einem definierten Durchmesser  $D_{VR}$ . Der Düse ist ein Diffusor nachgeschaltet. Zwischen Düse und Diffusor befindet sich ein kurzer Rohrabschnitt mit dem Durchmesser  $D_{VR}$ . Der Strömungsquerschnitt vergrößert sich im Diffusor stetig mit dem Öffnungswinkel  $\beta$ , wodurch die Strömung verzögert wird. Der Diffusor verhindert das Auftreten von starken Verwirbelungen, die Impuls- bzw. Stoßverluste verursachen. Die bei der Düse auftretenden Ausströmverluste werden somit vermieden. Durch den Einbau des Venturirohres kann der Druckverlust im Vergleich zur Düse bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit reduziert werden [66]. Der Druckverlust durch die Querschnittsverengung (Düse) des Venturirohres  $\Delta p_{Verl,VR,QV,pos}$  kann nach Gleichung 7-1 berechnet werden. Zur Berechnung des Druckverlustes des Diffusors mit stetiger Querschnittserweiterung  $\Delta p_{Verl,VR,QE,pos}$  wird im Vergleich zu Gleichung 7-2 ein Widerstandsbeiwert  $\zeta'$  berücksichtigt [43, 64]. Es gilt demnach

$$\Delta p_{Verl,VR,QE,pos} = \zeta_{VR,QE,pos} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{VR}^2 = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{A_{VR}}{A_{i,ZS}}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{VR}^2, \quad 7-3$$

wobei  $\zeta'$  eine Funktion des Öffnungswinkels  $\beta$  und des Durchmesserverhältnisses  $D_{i,ZS} \cdot D_{VR}^{-1}$  ist. Für geringe Öffnungswinkel zwischen  $0^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$  ist der Widerstandsbeiwert unabhängig vom Durchmesserverhältnis und erreicht mit  $\zeta' \approx 0,12$  den geringsten Wert bei  $\beta \approx 10^\circ$  (Ablesewert aus Abbildung A.9). Bei der Auslegung von Venturirohren ist zusätzlich zum Düsenwinkel und zum engsten Durchmesser  $D_{VR}$  der Öffnungswinkel des Diffusors  $\beta$  frei wählbar.

### Rückströmung (Düse)

Strömt das Arbeitsmedium entgegen der Förderrichtung durch die Düse, wirkt diese als Diffusor mit einem weit vorstehenden, kantigen Einlauf. Die Strömung wird zunächst aufgrund der plötzlichen Querschnittsverengung beschleunigt und anschließend aufgrund der stetigen

Querschnittserweiterung wieder verzögert. Dies hat einen hohen Druckverlust zur Folge, was im Falle der Rückströmung erwünscht ist, um diese abzuschwächen. Der Widerstandsbeiwert eines vorstehenden Einlaufs ergibt sich laut [43], [64] und [67] zu  $\zeta = 3$  (scharfkantig) und laut [65] zu  $\zeta = 1$ . Im Folgenden wird mit  $\zeta = 3$  gerechnet. Der Druckverlust durch die stetige Querschnittserweiterung kann nach Gleichung 7-3 berechnet werden. Zwischen  $10^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$  gilt: Je größer der Düsenwinkel  $\alpha$ , desto größer der Widerstandsbeiwert  $\zeta'$  bzw. der Druckverlust.

### Rückströmung (Venturirohr)

Das Venturirohr ist auch im Falle der Rückströmung so aufgebaut, dass einer stetigen Querschnittsverengung (Düse) eine stetige Querschnittserweiterung (Diffusor) folgt. Die Berechnung des Druckverlustes erfolgt daher wie bei der Strömung in Förderrichtung nach den Gleichungen 7-1 und 7-3.

Die exakten Werte für den Widerstandsbeiwert  $\zeta'$  zur Berechnung des Druckverlustes bei einer stetigen Querschnittserweiterung sowohl für die Düsen als auch für die Venturirohre sind Abbildung A.9 zu entnehmen. In [65] und [67] sind Mittelwerte für den Widerstandsbeiwert  $\zeta'$  angegeben, die auf experimentellen Untersuchungen beruhen und unabhängig vom Durchmesser Verhältnis sind. Diese sind ähnlich zu den abgelesenen Werten aus Abbildung A.9.

#### 7.1.2 Eingesetzte Düsen und Venturirohre

Tabelle 7.2 zeigt eine Übersicht der untersuchten Düsen und Venturirohre mit deren jeweiligen Widerstandsbeiwerten sowie Gesamtdruckverlusten  $\Delta p_{Verl}$  in Abhängigkeit von der Förderichtung. Der Gesamtdruckverlust setzt sich jeweils aus der Summe der am Bauteil auftretenden Druckverluste zusammen.

Bauteil	$\alpha$ [°]	$D$ [mm]	$\beta$ [°]	In Förderrichtung			Rückströmung			$\frac{\Delta p_{Verl,neg}}{\Delta p_{Verl,pos}}$ [-]
				$\zeta_{QV,pos}$ [-]	$\zeta_{QE,pos}$ [-]	$\Delta p_{Verl,pos}$ [mbar]	$\zeta_{QV,neg}$ [-]	$\zeta_{QE,neg}$ [-]	$\Delta p_{Verl,neg}$ [mbar]	
Düse	20	3	-	0,04	0,83	563,6	3,00	0,33	2148,0	3,8
Düse	20	4	-	0,04	0,72	154,2	3,00	0,29	670,0	4,4
Düse	20	5	-	0,04	0,58	51,6	3,00	0,23	269,8	5,2
Düse	30	5	-	0,04	0,58	51,6	3,00	0,40	284,3	5,5
Düse	40	5	-	0,04	0,58	51,6	3,00	0,52	293,9	5,7
VR	30	5	10	0,04	0,07	9,1	0,04	0,40	37,1	4,1
VR	40	5	10	0,04	0,07	9,1	0,04	0,52	46,8	5,1

Tabelle 7.2: Geometrische Abmessungen, Widerstandsbeiwerte und berechnete Druckverluste der untersuchten Düsen und Venturirohre für  $w_{m,zs} = 1,0 \text{ m s}^{-1}$



Die geometrischen Abmessungen und Toleranzen von Normdrosselgeräten nach Euro-Norm EN ISO 5167 sind in [60] aufgeführt. Für Normdüsen und Normventurirohre wird ein Korrekturfaktor zur Bestimmung des bleibenden Druckverlustes hinzugerechnet, da die Strömungsenergie wieder überwiegend in Druckenergie umgewandelt wird [43]. Da die untersuchten Düsen und Venturirohre Eigenfertigungen sind, weichen sie geometrisch von den Normdüsen und Normventurirohren ab. In Tabelle 7.2 ist der Druckverlust ohne Korrekturfaktor angegeben.

Sämtliche in Tabelle 7.2 aufgeführten Druckverluste sind mit einer mittleren Geschwindigkeit in der Zulaufstrecke von  $w_{m,ZS} = 1,0 \text{ m s}^{-1}$  berechnet. Dies ermöglicht einen Vergleich der unterschiedlichen Rohreinbauten zueinander sowie einen Vergleich des Druckverlustes bei der Strömung in Förderrichtung und der Rückströmung. Als Vergleichswert beträgt der Druckverlust in der Zulaufstrecke über einen Rohrabschnitt mit einer Länge von einem Meter ca.  $\Delta p_{Verl} = 16 \text{ mbar}$  (Annahme: hydraulisch glattes Rohr). Der Druckverlust, der beim Venturirohr im Rohrabschnitt zwischen Düse und Diffusor entsteht, beträgt  $\Delta p_{Verl} = 0,2 \text{ mbar}$  und wird im Folgenden nicht berücksichtigt.

Sämtliche Düsen und Venturirohre wurden mit einem Düsenwinkel von  $\alpha \leq 40^\circ$  gefertigt, sodass bei der Strömung in Förderrichtung keine Strahlablösung auftritt. Damit ist ein geringer Widerstandsbeiwert in Förderrichtung von  $\zeta_{QV,pos} = 0,04$  gewährleistet. Bei der Rückströmung ergeben sich die Widerstandsbeiwerte  $\zeta_{QE,neg}$  abhängig vom Durchmesser  $D$  und dem Winkel  $\alpha$ , wobei der höchste Widerstandsbeiwert mit einem Winkel von  $\alpha = 40^\circ$  und  $D = 5 \text{ mm}$  erreicht wird. Die zur Berechnung des Widerstandsbeiwertes  $\zeta_{QE,neg}$  benötigten Widerstandsbeiwerte  $\zeta'$  werden aus Abbildung A.9 entnommen.

Die Düsen sind mit Austrittsdurchmessern von  $D_{Dü,aus} = 3 \text{ mm}$ ,  $4 \text{ mm}$  und  $5 \text{ mm}$  versehen. Der Druckverlust der Strömung in Förderrichtung hängt bei der Düse ausschließlich vom Austrittsdurchmesser ab. Je geringer der Durchmesser ist, umso größer ist nach der Kontinuitätsgleichung die Geschwindigkeit der Strömung im engsten Querschnitt. Durch die stärkere Beschleunigung steigt jedoch der Druckverlust stark an, da die Geschwindigkeit quadratisch in den Druckverlust eingeht (vgl. Gleichung 7-2). Der Durchmesser des Venturirohres ist konstant bei  $D_{VR} = 5 \text{ mm}$ .

Um den Widerstandsbeiwert der Strömung in Förderrichtung  $\zeta_{QE,pos}$  so gering wie möglich zu halten, wurden die beiden Venturirohre jeweils mit einem Öffnungswinkel von  $\beta = 10^\circ$  gefertigt. Der Widerstandsbeiwert des Venturirohres  $\zeta_{VR,QE,pos}$  ist aufgrund der stetigen Querschnittserweiterung des Diffusors bei jeweils gleichen Abmessungen um den Faktor 8,3 geringer als der Widerstandsbeiwert der Düse  $\zeta_{Dü,QE,pos}$  mit einer plötzlichen Querschnittserweiterung. Die Widerstandsbeiwerte  $\zeta'$ , die zur Berechnung von  $\zeta_{QE,pos}$  benötigt werden, werden aus Abbildung A.9 entnommen.

Bei der Rückströmung bewirkt der hervorstehende Einlauf der Düse mit einer plötzlichen Querschnittsverengung einen hohen Druckverlust. Der Widerstandsbeiwert ist mit  $\zeta_{Dü,QV,neg} = 3$  um den Faktor 75 höher als der Widerstandsbeiwert einer stetigen Querschnittsverengung beim Venturirohr ( $\zeta_{VR,QV,neg} = 0,04$ ).

Anhand des Verhältnisses des Druckverlustes ( $\Delta p_{Verl,neg} \cdot \Delta p_{Verl,pos}^{-1}$ ) lässt sich bewerten, wie gut das jeweilige Bauteil in der Theorie den Anforderungen eines geringen Druckverlustes in Förderrichtung sowie eines hohen Druckverlustes bei der Rückströmung entspricht: Je größer das Verhältnis, desto geeigneter das Bauteil.

### 7.1.3 Eingesetztes Rückschlagventil

Das RSV verhindert die Rückströmung komplett und entspricht somit den gestellten Anforderungen. Wie die Schnittzeichnung aus Tabelle 7.1 zeigt, besteht das RSV im Wesentlichen aus einem Körper, einem Ventilsitz und einer Feder. Im Stillstand drückt die Feder den Körper in den Ventilsitz. Strömt das Arbeitsmedium in Förderrichtung, bewegt sich der Körper beim Erreichen des Öffnungsdruckes entgegen der Federkraft aus dem Ventilsitz heraus und wird vom Arbeitsmedium umströmt. Die Strömung wird umgelenkt und der Strömungsquerschnitt verändert sich im Vergleich zum Querschnitt der Zulaufstrecke. Die Strömung wird somit stark beeinflusst, wodurch ein Druckverlust entsteht. Bei einer Unterschreitung des Öffnungsdruckes wird der Körper schlagartig in den Ventilsitz gedrückt, was die Rückströmung des Arbeitsmediums verhindert.

Ein geeignetes RSV muss die Anforderung eines möglichst geringen Öffnungsdruckes erfüllen. Bereits bei sehr geringen Strömungsgeschwindigkeiten (vgl. Kapitel 6.1.4) bzw. sehr geringen dynamischen Drücken (vgl. Gleichung 6-2) muss eine Strömung in Förderrichtung gewährleistet sein. Ein RSV der Firma WEH vom Typ „TVR2“, das einen Öffnungsdruck von lediglich 10 mbar hat, wird für die Untersuchungen eingesetzt. Das RSV vom Typ „TVR2“ gibt es in den Ausfertigungen mit kugel- und kegelförmigem Körper zur Abdichtung. Um den Druckverlust bei der Strömung in Förderrichtung möglichst gering zu halten, wird die Bauart mit kegelförmigem Körper eingesetzt.

## 7.2 Messergebnisse mit Düsen

Die in Tabelle 7.2 aufgeführten Düsen wurden einzeln in die Zulaufstrecke eingebaut. Die mittels punktueller Beheizung erzeugten Förderkennlinien sind in Abbildung 7.2 dargestellt. Die eingebauten Düsen sowie die dazugehörigen Messreihen bzw. Förderkennlinien werden im Folgenden als „Dü- $\alpha$ - $D_{Dü,aus}$ “ bezeichnet.

Um den Einfluss der in der Zulaufstrecke eingebauten Düsen auf das Förderverhalten aufzuzeigen, enthält Abbildung 7.2 ebenfalls die mittels punktueller Beheizung erzeugten Förderkennlinien ohne Einbauten in der Zulaufstrecke. Die Versuchsbedingungen bezüglich den

festgelegten Größen sind die gleichen, die in Tabelle 4.2 angegeben sind. Die Messreihen mit eingebauter Düse ergeben sich, indem  $P_{el}$  in Schrittwerten von ca. 25 W erhöht wurde.

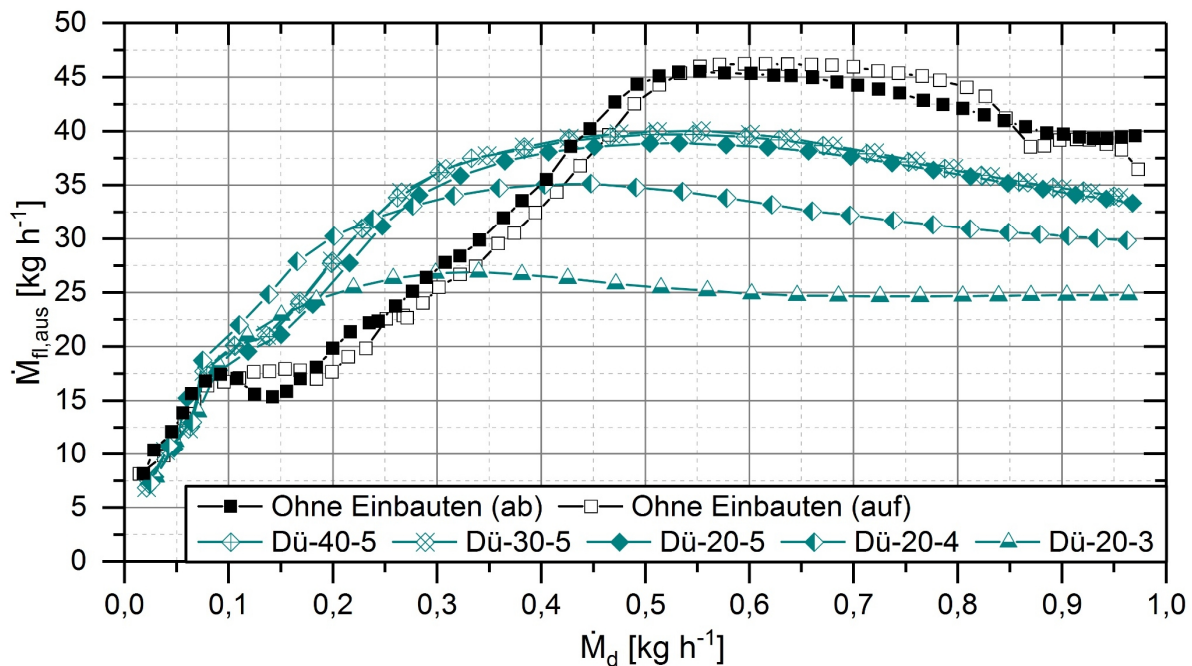


Abbildung 7.2: Vergleich der Förderkennlinien der Messreihen mit unterschiedlichen Düsen und der Messreihen ohne Einbauten

Zunächst sind alle in Abbildung 7.2 aufgeführten Förderkennlinien bis zu einem Dampfmassestrom von  $\dot{M}_d = 0,08 \text{ kg h}^{-1}$  nahezu deckungsgleich und weisen einen steilen, linearen Anstieg auf. Die Förderkennlinien ohne Einbauten flachen bei steigendem Dampfmassestrom ab, erreichen jeweils ein lokales Maximum sowie ein lokales Minimum und steigen anschließend linear bis zu einem Dampfmassestrom von ca.  $\dot{M}_d = 0,50 \text{ kg h}^{-1}$  an. Bei steigendem Dampfmassestrom flachen die Förderkennlinien erneut ab. Der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom erreicht jeweils ein absolutes Maximum von  $\dot{M}_{fl,max,auf} = 46,22 \text{ kg h}^{-1}$  bei  $\dot{M}_d = 0,60 \text{ kg h}^{-1}$  und  $\dot{M}_{fl,max,ab} = 45,49 \text{ kg h}^{-1}$  bei  $\dot{M}_d = 0,55 \text{ kg h}^{-1}$ . Mit weiter steigendem Dampfmassestrom sinkt im Wesentlichen der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom.

Wie in Abbildung 7.2 zu sehen ist, unterscheiden sich die Verläufe der Förderkennlinien bei eingebauter Düse signifikant von den Förderkennlinien ohne Einbauten. Während die Förderkennlinien ohne Einbauten ein lokales und absolutes Maximum aufweisen, besitzen die Förderkennlinien mit eingebauter Düse kein lokales Maximum, sondern lediglich ein absolutes Maximum. Ab einem Dampfmassestrom von  $\dot{M}_d = 0,08 \text{ kg h}^{-1}$  führt der Einsatz einer Düse in der Zulaufstrecke zu einem höheren geförderten Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  und dementsprechend zu einer Steigerung des Förderverhältnisses  $b_M$ . Die Größe des Abschnittes des Dampfmassestroms, in dem eine Steigerung des Förderverhältnisses durch den Einsatz einer Düse auftritt, hängt von der Düsengeometrie ab. Beispielsweise ist das Förderverhältnis

bei der Messreihe „Dü-20-5“ im Bereich von  $0,08 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,43 \text{ kg h}^{-1}$  höher, als bei der Messreihe ohne Einbauten.

Das jeweilige absolute Maximum des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms der Förderkennlinien bei eingebauter Düse liegt stets unterhalb des absoluten Maximums der Förderkennlinien ohne Einbauten ( $\dot{M}_{fl,max,oE} > \dot{M}_{fl,max,Dü}$ ). Dies liegt in einem erhöhten Druckverlust bei der Strömung in Förderrichtung begründet, der durch die Düsen verursacht wird. Tabelle 7.3 zeigt den maximal geförderten Flüssigkeitsmassenstrom (absolutes Maximum) der Förderkennlinien mit entsprechendem Dampfmassenstrom.

Messreihe	Dü-40-5	Dü-30-5	Dü-20-5	Dü-20-4	Dü-20-3	oE (auf)	oE (ab)
$\dot{M}_d [\text{kg h}^{-1}]$	0,55	0,55	0,53	0,45	0,34	0,60	0,55
$\dot{M}_{fl,max} [\text{kg h}^{-1}]$	39,71	40,03	38,89	35,14	26,92	46,22	45,49

*Tabelle 7.3: Absolute Maxima der Förderkennlinien ohne Einbauten sowie mit eingebauten Düsen*

Im Wesentlichen ähneln sich die Verläufe sämtlicher Förderkennlinien mit eingebauter Düse. Zunächst steigt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  bis zu einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,08 \text{ kg h}^{-1}$  steil an. Mit steigendem Dampfmassenstrom flacht der Anstieg ab, bis das jeweilige absolute Maximum erreicht ist. Mit Ausnahme von Messreihe „Dü-20-3“ weisen die Förderkennlinien mit weiter steigendem Dampfmassenstrom stets eine negative Steigung auf. Bei Messreihe „Dü-20-3“ ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom ab einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,60 \text{ kg h}^{-1}$  nahezu konstant bei  $\dot{M}_{fl} = 24,7 \text{ kg h}^{-1}$ .

Vier Messreihen dienen dazu, exemplarisch die Reproduzierbarkeit der Förderkennlinie bei der punktuellen Beheizung mit eingebauter Düse „Dü-20-5“ zu bewerten (vgl. Abbildung A.10). Da die Vertrauensgrenze betragsmäßig zwischen  $0,11 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_{VG} \leq 3,79 \text{ kg h}^{-1}$  liegt, ist auch bei eingebauter Düse in der Zulaufstrecke eine hohe Reproduzierbarkeit gegeben.

### 7.2.1 Einfluss des Düsenwinkels und -austrittsdurchmessers

Abbildung 7.2 zeigt, dass der Einfluss des Düsenwinkels zwischen  $20^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$  auf das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe geringfügig ist. Die Förderkennlinien „Dü-40-5“ und „Dü-30-5“ verlaufen nahezu deckungsgleich. Der geringe Einfluss des Düsenwinkels auf das Förderverhalten lässt sich anhand des berechneten Druckverlustes erklären. Aus Tabelle 7.2 geht hervor, dass der berechnete Druckverlust für Düsenwinkel zwischen  $20^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$  bei der Strömung in Förderrichtung gleich groß ist. Bei der Rückströmung liegt der Druckverlust in einer ähnlichen Größenordnung ( $\Delta p_{Verl,neg,Diff,max} = 24,1 \text{ mbar}$ ). Dieser Unterschied ist somit nicht ausreichend, um die Rückströmung signifikant zu vermindern.

Im Gegensatz zum Düsenwinkel hat der Austrittsdurchmesser einen großen Einfluss auf das Förderverhalten der Thermosiphonpumpe (vgl. Abbildung 7.2). Über nahezu den gesamten

Dampfmassenstrombereich gilt der Zusammenhang: Je kleiner der Düsenaustrittsdurchmesser ist, desto geringer ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom. Zur Erläuterung dient hierbei das Verhältnis des Druckverlustes bei der Rückströmung zum Druckverlust bei der Strömung in Förderrichtung ( $\Delta p_{Verl,neg} \cdot \Delta p_{Verl,pos}^{-1}$ ). Je kleiner der Düsenaustrittsdurchmesser ist, desto höher ist zwar der Druckverlust bei der Rückströmung  $\Delta p_{Verl,neg}$ . Der Druckverlust bei der Strömung in Förderrichtung  $\Delta p_{Verl,pos}$  steigt jedoch ebenfalls (vgl. Tabelle 7.2). Wie bereits in Kapitel 7.1.2 theoretisch erläutert, gilt folgender Zusammenhang: Je höher das Druckverhältnis ist, desto geeigneter ist das eingesetzte Bauteil hinsichtlich Strömungsoptimierung in Förderrichtung und Verminderung der Rückströmung. Tabelle 7.2 zeigt, dass das Druckverlustverhältnis bei der Messreihe „Dü-20-3“ am geringsten und bei der Messreihe „Dü-20-5“ am größten ist.

Bis zu einem Dampfmassenstrom von etwa  $\dot{M}_d = 0,25 \text{ kg h}^{-1}$  liegt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom bei Messreihe „Dü-20-4“ höher als bei Messreihe „Dü-20-5“. Da die Abweichung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms von Messreihe „Dü-20-4“ im Vergleich zu Messreihe „Dü-20-5“ innerhalb des Bereiches der zufälligen Abweichungen liegt, kann dies eine mögliche Erklärung dafür sein (siehe Kapitel A.8.2 im Anhang).

Der Einfluss des Förderrohrinnendurchmessers auf das Förderverhalten bei konstantem Düsenaustrittsdurchmesser wurde ebenfalls untersucht. Die Förderkennlinien der Messreihen ohne Einbauten und mit eingebauter Düse „Dü-20-5“ mit Förderrohrinnendurchmessern von jeweils  $6 \text{ mm}$ ,  $8 \text{ mm}$  und  $10 \text{ mm}$  sind in Abbildung A.12 im Anhang zu finden. Auf eine detaillierte Analyse wird an dieser Stelle verzichtet. Es sei lediglich erwähnt, dass durch den Einsatz von Düse „Dü-20-5“ eine Steigerung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms bei allen untersuchten Förderrohrinnendurchmessern möglich ist (vgl. Abbildung A.12).

## 7.2.2 Temperaturen in der Zulaufstrecke mit und ohne Düse

Für einen detaillierten Vergleich zwischen dem Förderverhalten mit und ohne eingebauter Düse wird exemplarisch die Messreihe „Dü-20-5“ verwendet. In Abbildung 7.3 ist der erzeugte Dampfmassenstrom  $\dot{M}_d$ , der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$  sowie die Temperaturen  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_{3a}$  und  $\vartheta_{3b}$  in der Zulaufstrecke über der Zeit dargestellt. Die Gesamtdauer der jeweiligen Messreihen unterscheiden sich ( $\Delta t_{ges,Dü} = 40,5 \text{ h}$ ,  $\Delta t_{ges,oE} = 82,5 \text{ h}$ ), da die Schrittweite der Erhöhung von  $P_{el}$  bei der Messreihe ohne Einbauten  $12,5 \text{ W}$  und die der Messreihe „Dü-20-5“  $25,0 \text{ W}$  beträgt.

Aus Abbildung 7.3 geht hervor, dass der Dampfmassenstrom über der Zeit, d.h. mit zunehmender Heizleistung, linear steigt. Zudem ist der charakteristische Verlauf des geförderten Massenstroms über der Zeit ohne Einbauten ersichtlich. Der Verlauf des Flüssigkeitsmassenstroms über der Zeit von Messreihe „Dü-20-5“ geht ebenfalls aus Abbildung 7.3 hervor. Auffällig ist, dass bei der Messreihe ohne Einbauten im Zeitintervall zwischen  $16,5 \text{ h} \leq t \leq 46,5 \text{ h}$

starke Schwankungen der Temperaturen in der Zulaufstrecke auftreten. Dies ist der Bereich der chaotischen Strömung zwischen dem lokalen und absoluten Maximum (vgl. Kapitel 5 und 6), in welchem durch den Einsatz der Düse eine Steigerung des Förderverhältnisses erreicht wird. Die Schwankungsbreite der jeweiligen Temperaturen bei der Messreihe „Dü-20-5“ ist über den gesamten Bereich gering.

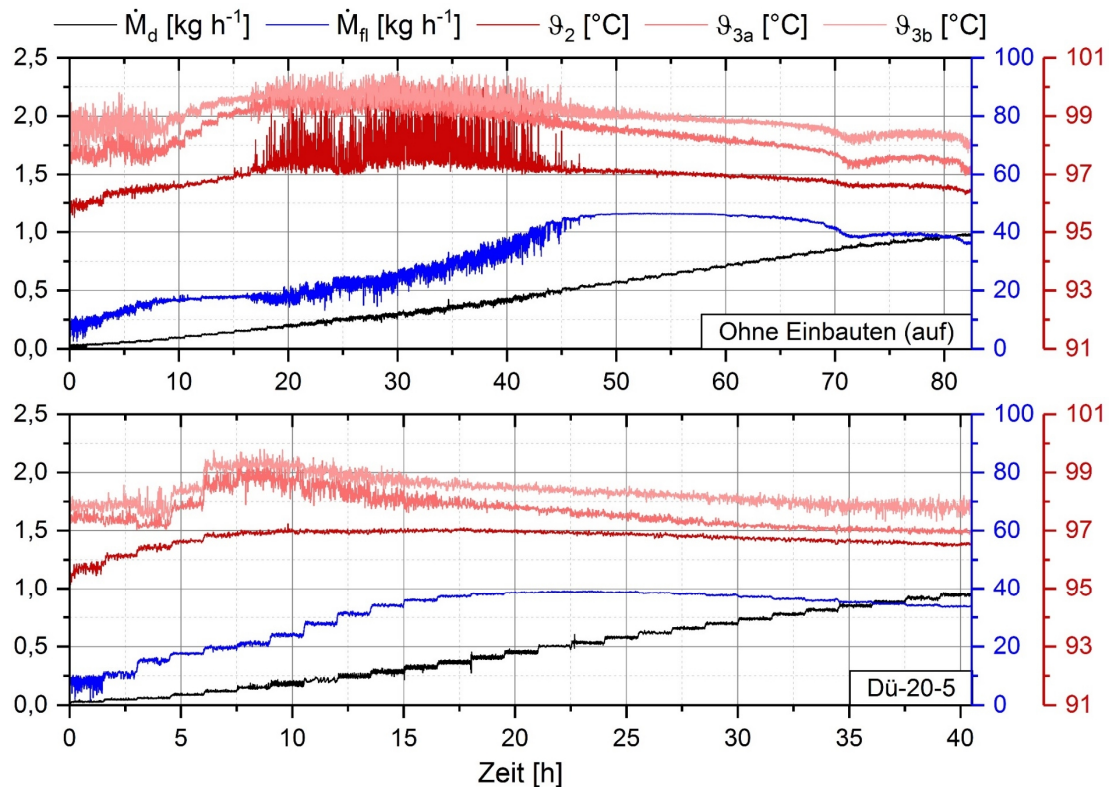


Abbildung 7.3: Vergleich der gemessenen Temperaturen in der horizontalen Zulaufstrecke bei den Messreihen ohne Einbauten und „Dü-20-5“ inklusive Dampf- und Flüssigkeitsmassenstrom

Anhand der gemessenen Temperaturen kann die Verminderung der Rückströmung durch den Einbau der Düse in die Zulaufstrecke am Förderrohreintritt bewertet werden. Starke Schwankungen der Temperatur sind Indikatoren für Rückströmungen. Die höchstmögliche Temperatur in der Zulaufstrecke ist die des Thermoöls am externen Eintritt von DWÜ2. Über den gesamten Messbereich liegt sie bei  $99,4\text{ °C} \leq \vartheta_{DÜW2,ext,ein} \leq 99,7\text{ °C}$ . Sämtliche Temperaturen in der Zulaufstrecke, die höher sind als die Temperatur  $\vartheta_{DÜW2,ext,ein}$ , sind ausschließlich durch Mischungsvorgänge mit heißem Arbeitsmedium aus dem Förderrohr zu erklären. Bereits in Kapitel 6.1.2 wurde beschrieben, dass durch einen transparenten Rohrabschnitt am Förderrohreintritt rückströmender Dampf in die Zulaufstrecke beobachtet werden konnte. Durch den Vergleich aller Temperaturverläufe kann darauf geschlossen werden, wie weit das Arbeitsmedium in der Zulaufstrecke vom Förderrohr in Richtung des Reservoirs strömt. Für die Temperatur  $\vartheta_2$  am Eintritt in den DWÜ2 (vgl. Abbildung 3.1) bei der Messreihe ohne

Einbauten ergeben sich Werte, die zwischen  $95,5\text{ °C} \leq \vartheta_2 \leq 100,2\text{ °C}$  liegen. Bei der Messreihe „Dü-20-5“ beträgt der maximale Wert an dieser Messstelle  $\vartheta_{2,max} = 97,2\text{ °C}$ . Außerhalb des Zeitintervalls zwischen  $16,5\text{ h} \leq t \leq 46,5\text{ h}$  bei der Messreihe ohne Einbauten ist der Verlauf der Temperatur  $\vartheta_2$  nahezu identisch zu dem von Messreihe „Dü-20-5“.

Die Temperaturverläufe von den Messreihen „Dü-20-4“ und „Dü-20-3“ sind in Abbildung A.13 dargestellt. Vergleicht man die Messreihen mit eingebauter Düse miteinander, ist anhand der Schwankungsbreite der Temperaturen erkennbar, dass bei geringerem Austrittsdurchmesser der Düse schwächere Rückströmungen auftreten. Bei Messreihe „Dü-20-5“ weisen  $\vartheta_{3a}$  und  $\vartheta_{3b}$  eine deutlich höhere Schwankungsbreite auf als  $\vartheta_2$ . Dahingegen weist bei Messreihe „Dü-20-4“ lediglich  $\vartheta_{3b}$  eine hohe Schwankungsbreite auf. Die Rückströmung wird also durch die Düse „Dü-20-4“ stärker abgeschwächt, als durch die Düse „Dü-20-5“. Bei der Messreihe „Dü-20-3“ tritt eine geringe Schwankungsbreite aller Temperaturen auf, die in einem ähnlichen Bereich liegen.

### 7.2.3 Strömungsgeschwindigkeit mit und ohne Düse

Im Folgenden wird der Einfluss der Düse auf die Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufstrecke untersucht. Exemplarisch wurde die Geschwindigkeit bei eingebauter Düse „Dü-20-5“ gemessen.

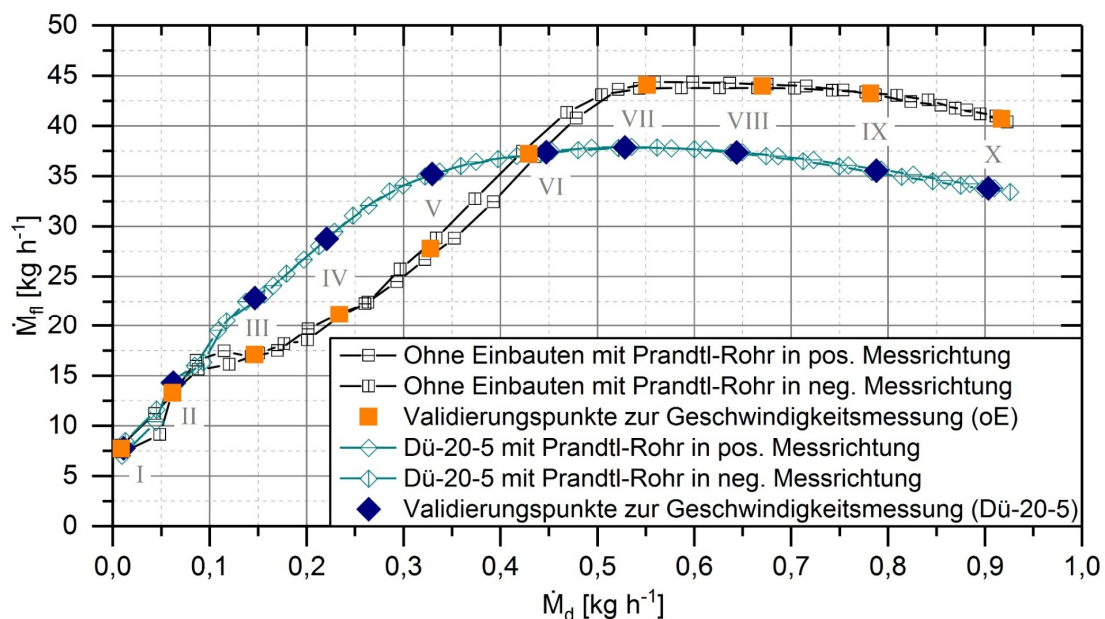


Abbildung 7.4: Förderkennlinien mit eingebautem Prandtl-Rohr zur Geschwindigkeitsmessung bei eingebauter Düse „Dü-20-5“ und ohne Einbauten in der Zulaufstrecke

Abbildung 7.4 zeigt die Förderkennlinien von den Messreihen „Dü-20-5“ und ohne Einbauten, die sich mit eingebautem Prandtl-Rohr (vgl. Abbildung 6.3) ergeben haben. Das Prandtl-Rohr wurde jeweils in positiver und negativer Messrichtung eingebaut.

Zudem sind in Abbildung 7.4 die arithmetischen Mittelwerte eingezeichnet, anhand derer die Geschwindigkeitsmessung ausgewertet wird. Die arithmetischen Mittelwerte werden im Folgenden als Validierungspunkte (I bis X) bezeichnet, da anhand dieser Punkte die Geschwindigkeitsmessung validiert wird. Die Validierungspunkte I bis X wurden so gewählt, dass ein ähnlicher Dampfmassenstrom zwischen der Messreihe ohne Einbauten und „Dü-20-5“ vorliegt. Der Flüssigkeitsmassenstrom des jeweiligen Validierungspunktes berechnet sich nach Gleichung 6-9 und der Dampfmassenstrom nach Gleichung 6-10.

Analog zur Validierung der Geschwindigkeitsmessung für die Messreihe ohne Einbauten (vgl. Kapitel 6.1.5) erfolgt eine Validierung der Geschwindigkeitsmessung für die Messreihe „Dü-20-5“. Die gute Übereinstimmung des über die gemessene Geschwindigkeit berechneten Gesamtmassenstroms und des mittels Durchflussmessgeräten ermittelten Gesamtmassenstroms von Messreihe „Dü-20-5“ ist in Abbildung 7.5 zu finden.

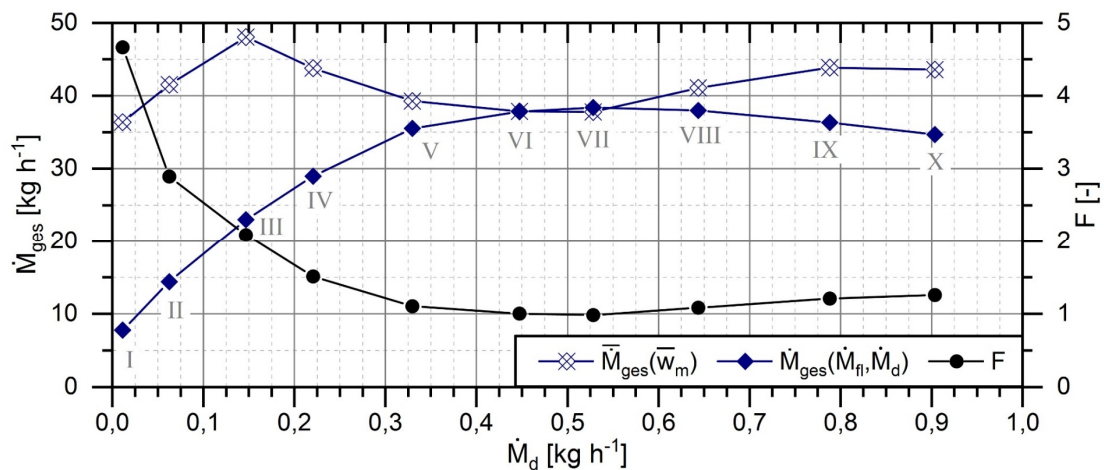


Abbildung 7.5: Vergleich des über die Geschwindigkeit berechneten Gesamtmassenstroms und des mittels Durchflussmessgeräten ermittelten Gesamtmassenstroms bei Düse „Dü-20-5“

Exemplarisch zeigt Abbildung 7.6 die Geschwindigkeitsverläufe der Validierungspunkte IV, VI und VIII mit eingebauter Düse „Dü-20-5“ (links) und ohne Einbauten (rechts) über der Zeit. Aus Abbildung 7.4 geht hervor, dass der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom durch den Einsatz der Düse im Vergleich zu ohne Einbauten bei Validierungspunkt IV höher, bei Validierungspunkt VI etwa gleich groß und bei Validierungspunkt VIII geringer ist.

Bei der Messreihe ohne Einbauten befindet sich Validierungspunkt IV zwischen dem lokalen und dem absoluten Maximum (vgl. Abbildung 6.5 und Abbildung 7.4). Sowohl die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen (vgl. Kapitel 5.2) als auch die Frequenzanalyse des statischen Druckes (vgl. Kapitel 6.2.3) zeigen, dass in diesem Bereich ein chaotisches Förderverhalten vorliegt. Anhand des Geschwindigkeitsverlaufs für Validierungspunkt IV ohne Einbauten ist ein chaotisches Strömungsverhalten ebenfalls erkennbar (vgl. Abbildung 7.6). Zwischen den Zeitintervallen, in denen das Arbeitsmedium in Förderrichtung strömt, treten Rückströmungen auf,



die teilweise länger als 2 s dauern. Durch den Einsatz der Düse zeigt die Geschwindigkeit einen periodischen Verlauf in positiver Strömungsrichtung, wobei die Rückströmungen von kürzerer Dauer sind. Dies resultiert in einem höheren geförderten Flüssigkeitsmassenstrom bzw. höherem Förderverhältnis durch den Einsatz bei Validierungspunkt IV.

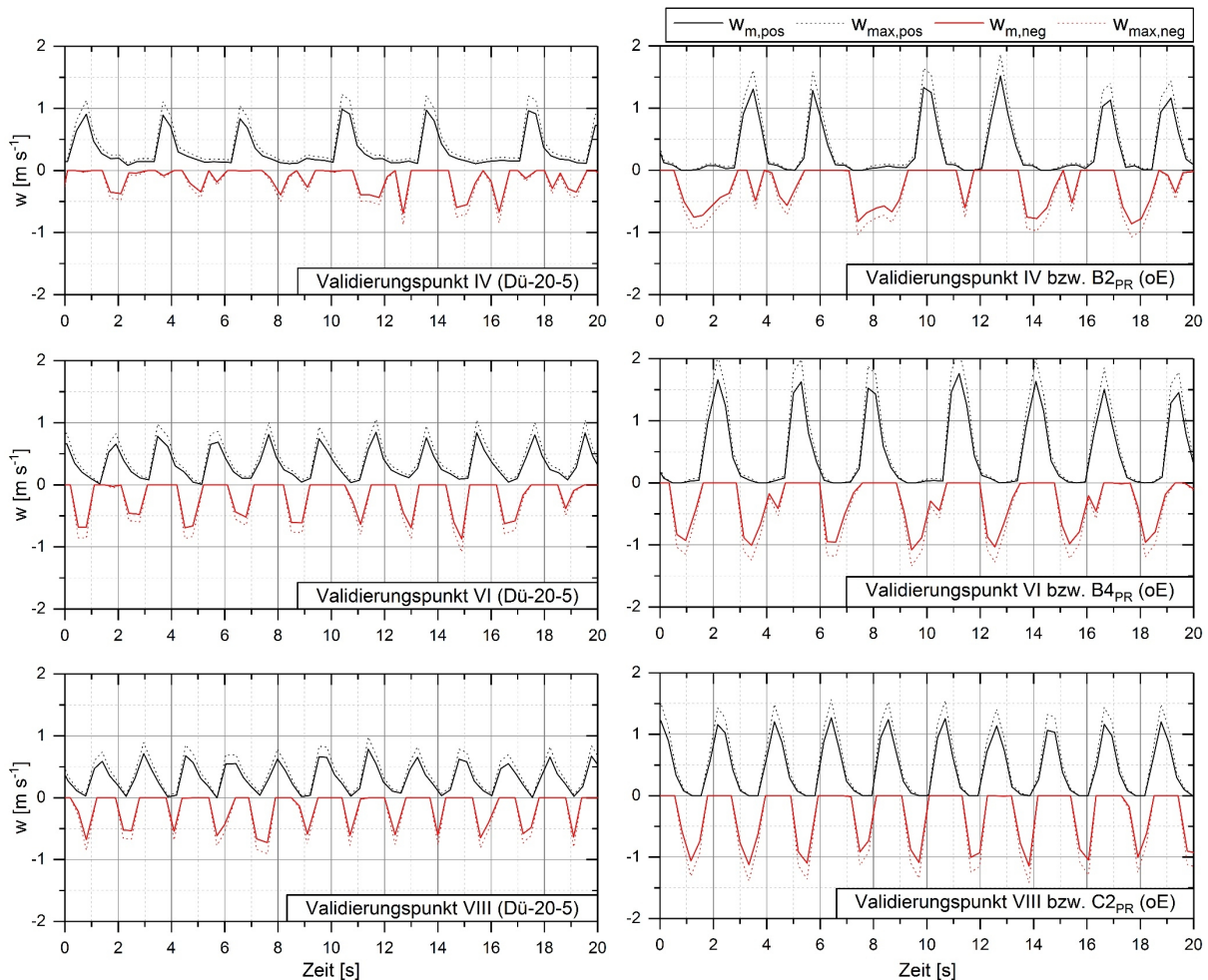


Abbildung 7.6: Zeitliche Geschwindigkeitsverläufe der Validierungspunkte IV, VI und VIII für die Messreihen „Dü-20-5“ (links) und ohne Einbauten (rechts)

Betrachtet man den Validierungspunkt VI ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom bei den Messreihen ohne Einbauten und „Dü-20-5“ gleich groß. Aus dem Geschwindigkeitsverlauf von Messreihe „Dü-20-5“ geht eine geringere Amplitude im Vergleich zur Messreihe ohne Einbauten, sowohl bei der Strömung in Förderrichtung als auch bei der Rückströmung, hervor. Grund dafür ist ein höherer Druckverlust, der durch die Düse in beide Richtungen verursacht wird. Die Geschwindigkeitsverläufe beider Messreihen sind periodisch, wobei die Periodendauer durch den Einsatz der Düse geringer ist.

Durch den hohen Druckverlust, der durch die Düse in Förderrichtung erzeugt wird, ergibt sich bei Validierungspunkt VIII mit eingebauter Düse ein geringerer geförderter Massenstrom.

Werden die Geschwindigkeitsverläufe der Messreihen mit und ohne Düse miteinander verglichen, ähneln der Vergleich dem von Validierungspunkt VI.

### 7.3 Messergebnisse mit Venturirohren und Rückschlagventil

Abbildung 7.7 zeigt Förderkennlinien zweier Messreihen mit eingebautem Venturirohr sowie einer Messreihe mit eingebautem RSV im Vergleich zu den Förderkennlinien der Messreihen ohne Einbauten. Die eingebauten Venturirohre sowie die dazugehörigen Messreihen bzw. Förderkennlinien werden im Folgenden mit der Bezeichnung „VR- $\alpha$ - $D_{VR}$ - $\beta$ “ benannt. Die Förderkennlinien mit eingebautem Venturirohr „VR-40-5-10“ und „VR-30-5-10“ verlaufen deckungsgleich. Der Düsenwinkel der Venturirohre zwischen  $30^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$  hat somit einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Förderverhalten. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls bei den Förderkennlinien mit eingebauter Düse „Dü-40-5“ und „Dü-30-5“ ersichtlich (vgl. Abbildung 7.2).

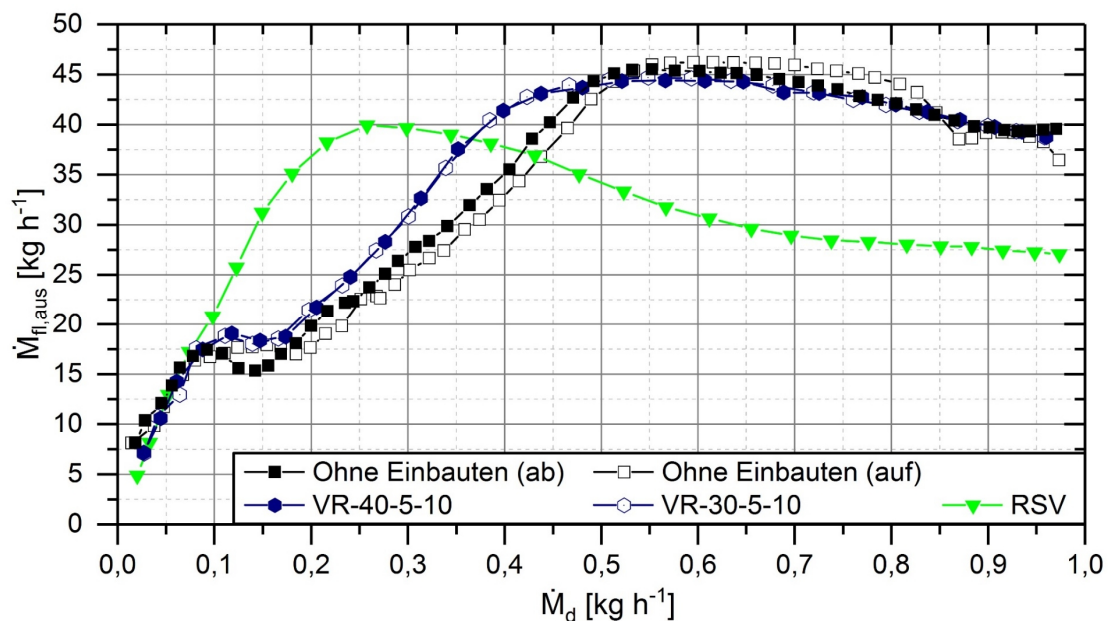


Abbildung 7.7: Einfluss des Einbaus von Venturirohren sowie eines RSV in der Zulaufstrecke auf das Förderverhalten

Verglichen mit der Förderkennlinie ohne Einbauten verläuft die Förderkennlinie mit eingebautem Venturirohr ähnlich. Im Bereich zwischen dem lokalen und absoluten Maximum ( $0,25 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,47 \text{ kg h}^{-1}$ ) tritt aufgrund des eingebauten Venturirohres eine Steigerung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms auf. Aus Abbildung 7.8 geht hervor, dass die Schwankungsbreite der Temperatur  $\vartheta_2$  in diesem Bereich etwas geringer ist, als bei der Messreihe ohne Einbauten. Daraus lässt sich schließen, dass die Rückströmung nur geringfügig abgeschwächt wird. Werden die Temperaturverläufe der Messreihen „VR-30-5-10“

(siehe Abbildung 7.8) und „Dü-30-5“ (siehe Abbildung A.13 im Anhang) mit baugleichen Düsen miteinander verglichen zeigt sich, dass die Düse die Rückströmung stärker verhindert. Dies ist auf den höheren Druckverlust der Düse im Vergleich zum Venturirohr entgegen der Strömungsrichtung zurückzuführen (vgl. Tabelle 7.2).

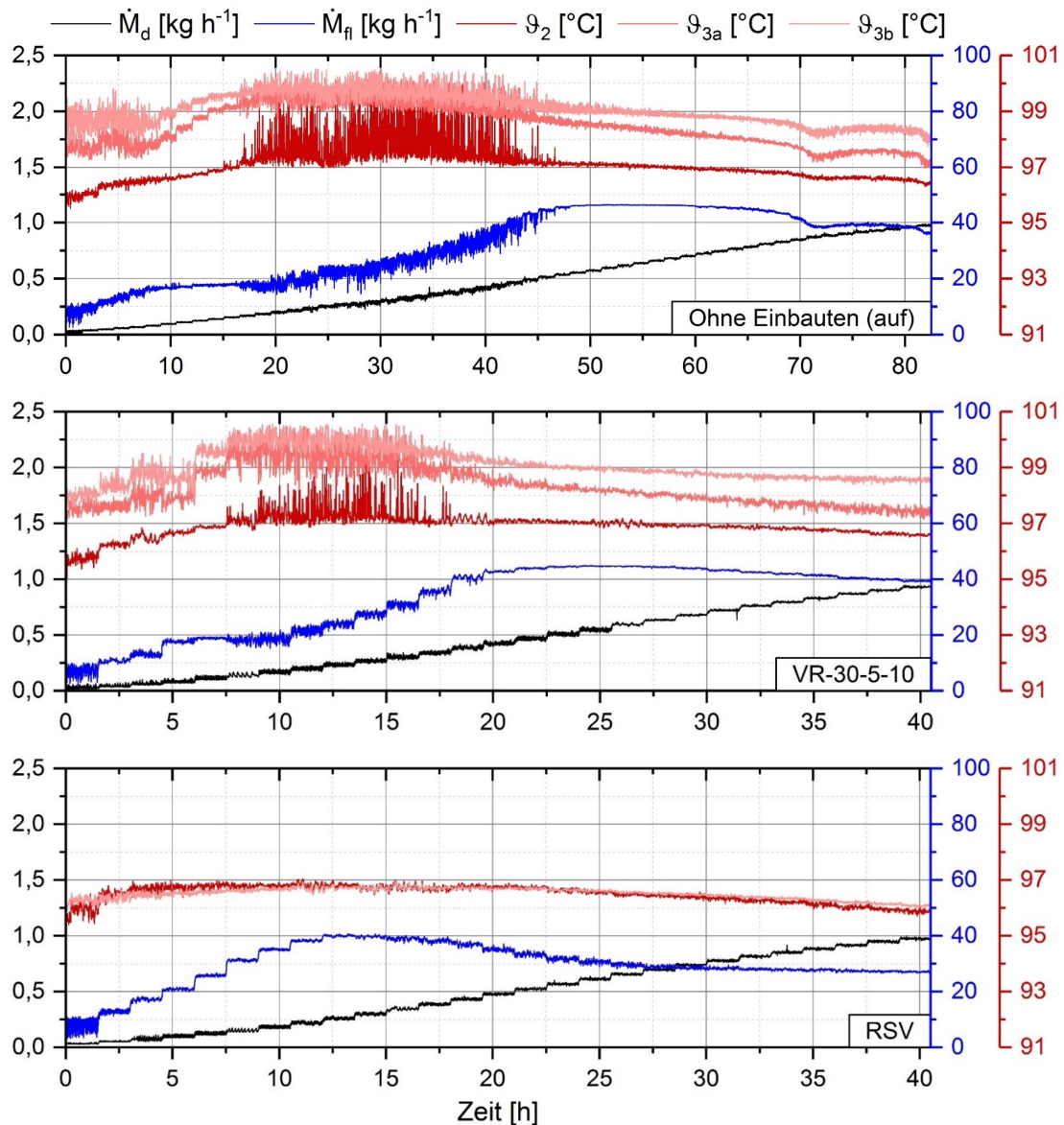


Abbildung 7.8: Vergleich der gemessenen Temperaturen in der horizontalen Zulaufstrecke bei den Messreihen ohne Einbauten, „VR-30-5-10“ und „RSV“ inklusive Dampf- und Flüssigkeitsmassenstrom

Bei der Förderkennlinie „RSV“, die sich aus der Messreihe mit eingebautem RSV ergibt, tritt wie bei den Förderkennlinien mit eingebauter Düse kein lokales Maximum auf. Bis zu einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,08 \text{ kg h}^{-1}$  steigen sämtliche Förderkennlinien linear an, wobei die Förderkennlinie „RSV“ sogar bis zu einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,18 \text{ kg h}^{-1}$  mit nahezu der gleichen Steigung verläuft. Bei steigendem Dampfmassenstrom nimmt die

Steigung der Förderkennlinie „RSV“ ab, bis ein maximal geförderter Flüssigkeitsmassenstrom von  $\dot{M}_{fl} = 39,94 \text{ kg h}^{-1}$  bei einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d = 0,26 \text{ kg h}^{-1}$  erreicht ist. Nach dem absoluten Maximum sinkt der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom bei steigendem Dampfmassenstrom.

Der Verlauf der Förderkennlinie „RSV“ ähnelt dem Verlauf der mittels heterogenem Strömungsmodell berechneten Förderkennlinie aus Kapitel 4.1.2. Dies lässt sich durch die Verhinderung der Rückströmung aufgrund des eingesetzten RSVs erklären, was wiederum aus dem Temperaturverlauf ersichtlich ist. Aus Abbildung 7.8 geht hervor, dass die zeitlichen Temperaturverläufe  $\vartheta_2$  und  $\vartheta_{3b}$  bei der Messreihe „RSV“ annähernd identisch zu den Temperaturverläufen der Messreihe „Dü-20-3“ (vgl. Abbildung A.13 im Anhang) sind. Eine detaillierte Analyse zum Zusammenhang der Temperaturverläufe und der Rückströmungen ist in Kapitel 7.2.2 aufgeführt. Die Temperatur  $\vartheta_{3a}$  konnte nicht gemessen werden, da aufgrund der Einbaulänge des RSV die dazugehörige Messstelle ausgebaut werden musste.

Der hohe geförderte Flüssigkeitsmassenstrom bei eingebautem RSV im Bereich von  $0,10 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,35 \text{ kg h}^{-1}$  wird durch die komplette Verhinderung der Rückströmung ermöglicht. Ab einem Dampfmassenstrom von  $\dot{M}_d > 0,45 \text{ kg h}^{-1}$  verläuft die Förderkennlinie „RSV“ unterhalb der anderen in Abbildung 7.7 dargestellten Kennlinien. Dies resultiert vermutlich aus einem hohen Druckverlust in Förderrichtung durch das eingebaute RSV. Da der Widerstandsbeiwert des RSVs nicht bekannt ist, ist eine Druckverlustberechnung zum Vergleich nicht möglich.

## 7.4 Fazit zum Einfluss von Rohreinbauten auf die Förderfähigkeit

Abhängig vom erzeugten Dampfmassenstrom ermöglichen alle untersuchten Rohreinbauten in der Zulaufstrecke eine Erhöhung des Förderverhältnisses (vgl. Abbildung 7.9). Für Anwendungen und Prozesse, die einen hohen geförderten Flüssigkeitsmassenstrom bei möglichst geringem Dampfmassenstrom benötigen, ist der Einbau eines RSV sowie einer Düse in die Zulaufstrecke empfehlenswert. Im Bereich zwischen  $0,10 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,35 \text{ kg h}^{-1}$  ergibt sich das höchste Förderverhältnis bei der Messreihe „RSV“. Das Förderverhältnis ist bei eingebautem RSV um bis zu einen Faktor von 2,1 höher als ohne Einbauten ( $\dot{M}_d = 0,18 \text{ kg h}^{-1}$ ). Durch den Einsatz eines Venturirohres in der Zulaufstrecke kann das Förderverhältnis im Bereich der chaotischen Strömung zwar gesteigert werden, jedoch deutlich geringer als mittels Düse und RSV.

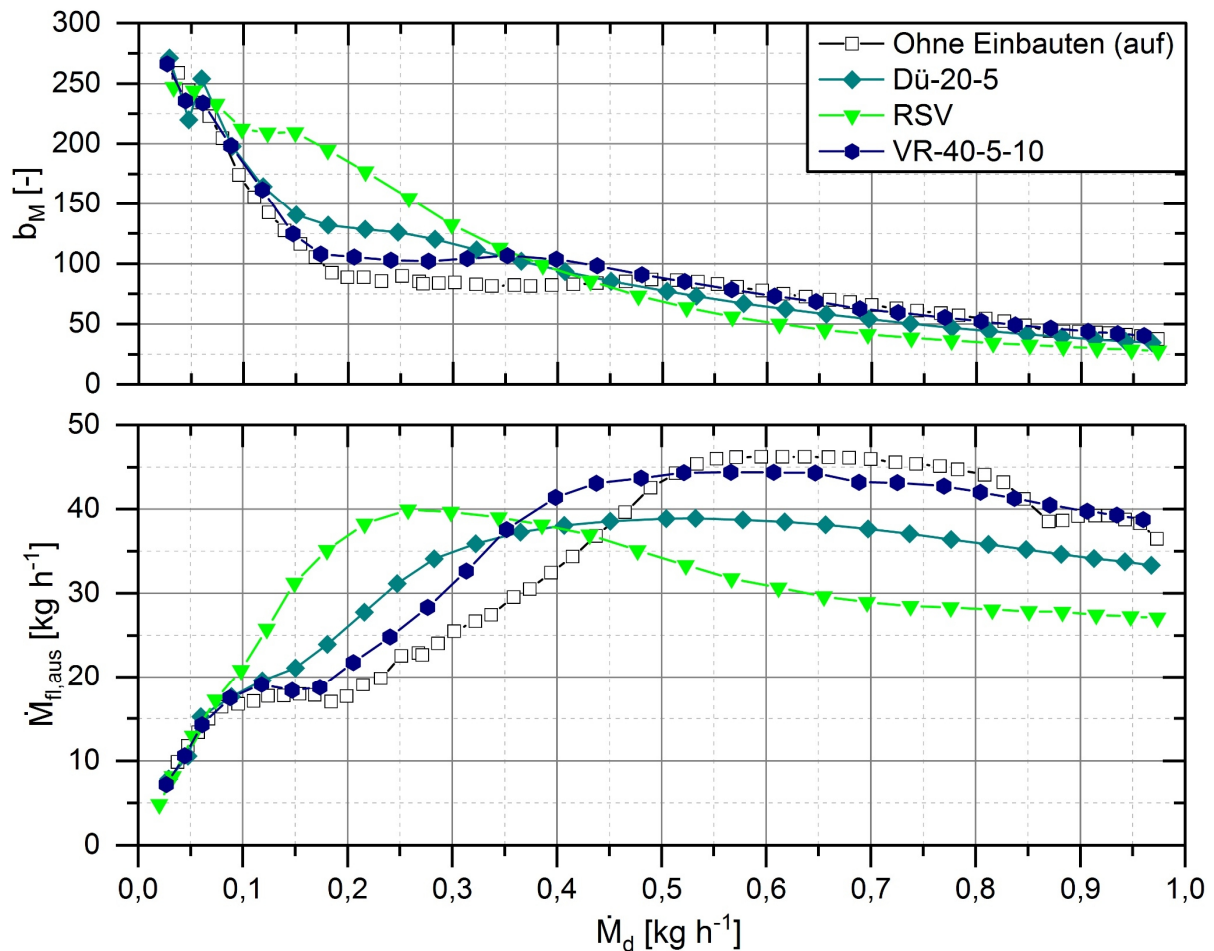


Abbildung 7.9: Förderverhältnisse über dem erzeugten Dampfmassenstrom (oben) und Förderkennlinien (unten) der unterschiedlichen Rohreinbau-Typen

Manche Anwendungen und Prozesse benötigen keinen hohen geförderten Flüssigkeitsmassenstrom, sondern eine sichere Auslegung. Der Einsatz einer Düse mit geringem Austrittsdurchmesser, wie bei Messreihe „Dü-20-3“, führt zu einem konstant geförderten Flüssigkeitsmassenstrom bei schwankendem zugeführten Wärmestrom (vgl. Abbildung 7.2). Ein konstant geförderter Flüssigkeitsmassenstrom erleichtert die Auslegung der Thermosiphonpumpe. Der maximal geförderte Flüssigkeitsmassenstrom sinkt durch die Rohreinbauten aufgrund eines erhöhten Druckverlustes in Förderrichtung. Das absolute Maximum des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms verschiebt sich jedoch hin zu geringeren Dampfmassenströmen (vgl. Tabelle 7.4).

Messreihe	oE (auf)	Dü-20-5	VR-40-5-10	RSV
$\dot{M}_d$ [ $kg\ h^{-1}$ ]	0,60	0,53	0,52	0,26
$\dot{M}_{fl,max}$ [ $kg\ h^{-1}$ ]	46,22	38,89	39,71	39,94

Tabelle 7.4: Absolute Maxima der Förderkennlinien ohne Einbauten, „Dü-20-5“, „VR-40-5-10“ und „RSV“



## 8 Entwicklung einer Thermosiphonpumpeneinheit für DAKMs

Für die DAKM als ein wichtiges Anwendungsgebiet von Thermosiphonpumpen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein neues Beheizungskonzept entwickelt. Die Thermosiphonpumpe einer DAKM bewirkt zugleich den Lösungsumlauf sowie die Austreibung. Die Arbeitsweise der Thermosiphonpumpe basiert auf dem *zweiphasigen Thermosiphonprinzip bei Mehrstoffsystemen mittels Eigenverdampfung* (vgl. Kapitel 1). Die Entwicklung der Thermosiphonpumpeneinheit beruht auf den Erkenntnissen der Förderfähigkeit in Abhängigkeit von der relativen Heizlänge (Kapitel 4). Durch das neue Beheizungskonzept sollen die folgenden zukünftigen Ziele ermöglicht werden:

- Eine kompakte Bauweise der DAKM,
- die Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung,
- die Nutzung verschiedener Wärmequellen und
- die Möglichkeit zur Steigerung der Leistungszahl der DAKM.

Im Anhang A.9.1 ist eine detaillierte Beschreibung des gesamten Diffusions-Absorptionskälteprozesses anhand der am ITW entwickelten DAKM auf Basis des neuen Beheizungskonzeptes zu finden.

### 8.1 Die DAKM als Gegenstand der Forschung

Das neue Beheizungskonzept vereint diverse Vorteile, die die jeweilige Thermosiphonpumpeneinheit der im Folgenden vorgestellten DAKMs bietet. Dazu gehören die am ITW entwickelte, direkt solarthermisch beheizte DAKM (siehe Kapitel 8.1.1) sowie über einen externen Heizkreislauf beheizte DAKMs (siehe Kapitel 8.1.2).

#### 8.1.1 Die direkt solarthermisch beheizte DAKM

Am ITW wurde von SCHMID eine direkt solarthermisch beheizte DAKM mit einer Kälteleistung von bis zu 400 W entwickelt [15, 18]. Diese wird mit dem Stoffpaar Ammoniak (Kältemittel) und Wasser (Lösungsmittel) betrieben, wobei als Hilfsgas Helium verwendet wird. Abbildung 8.1 (links) zeigt das Prozessschema der am ITW entwickelten, direkt solarthermisch beheizten DAKM in Anlehnung an [15].

Die Thermosiphonpumpe mit sechs parallel angeordneten Förderrohren ist in einen spezial-angefertigten Solarkollektor integriert. Die Förderrohre sind direkt mit dem Absorberblech des Solarkollektors verbunden, sodass die Beheizung des Arbeitsmediums durch Wärmeleitung über das Absorberblech erfolgt [15]. Dadurch ist eine Beheizung ohne externen Heizkreislauf möglich. Die Temperatur des Arbeitsmediums entspricht dementsprechend der Kollektortemperatur. Eine geringere Kollektortemperatur führt zu einer Steigerung des Kollektorwirkungs-grades (siehe Abbildung A.15).

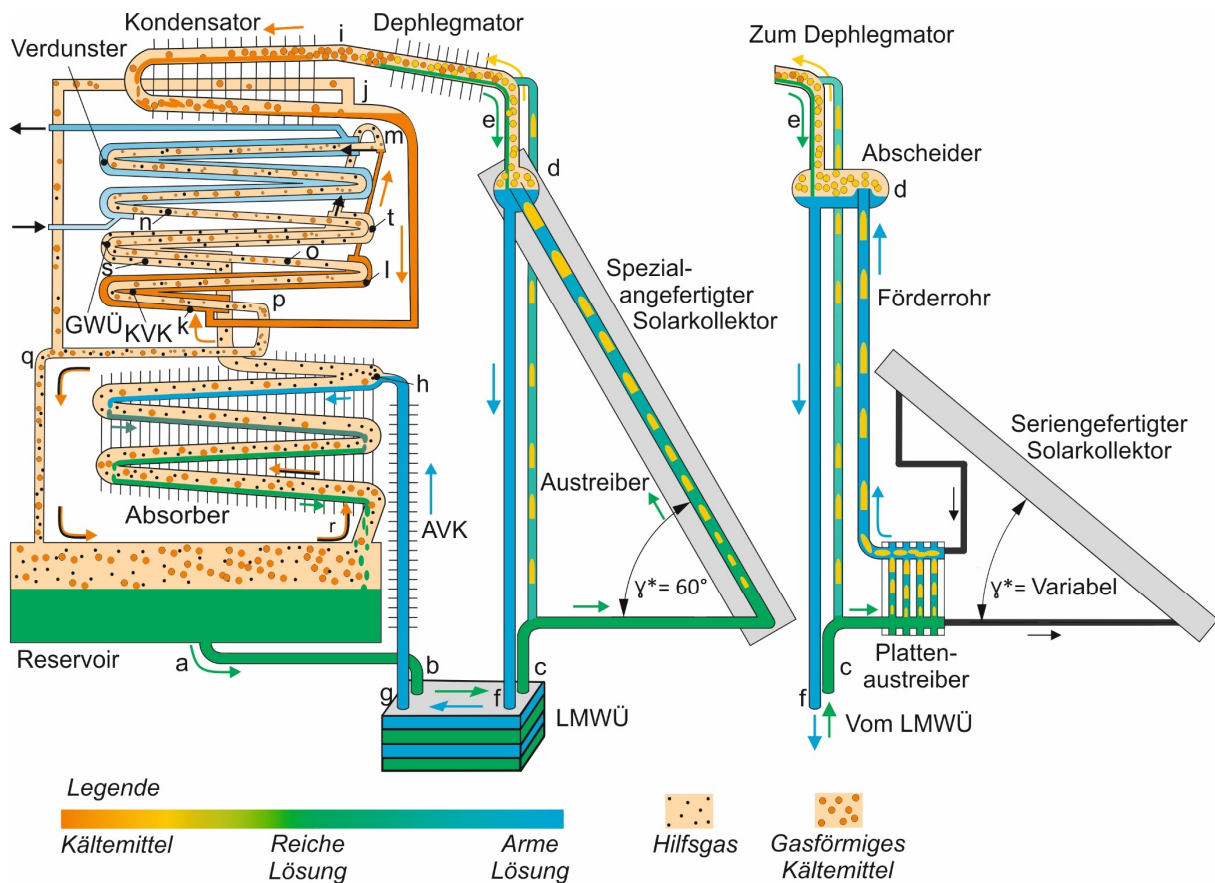


Abbildung 8.1: Prozessschema der DAKM mit dem direkt in einen Solarkollektor integrierten Austreiber in Anlehnung an [15] (links) und dem Plattenaustreiber (rechts) [68]

Nachteilig am spezialangefertigten Solarkollektor im Vergleich zum Originalkollektor (serien-gefertigter Solarkollektor) ist ein geringerer Wirkungsgrad (siehe Abbildung A.15) [68]. Anzustreben ist somit der Einsatz eines seriengefertigten Solarkollektors. Zudem erfolgt die Beheizung der Förderrohre flächig, was zu niedrigen geförderten Flüssigkeitsmassenströmen führt (vgl. Kapitel 4.2).

Ein weiterer Nachteil ist die Neigung der Thermosiphonpumpeneinheit. Als Kompromiss zwischen der solaren Einstrahlung und der Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe ist der spezialangefertigte Solarkollektor in einem Winkel von  $\gamma^* = 60^\circ$  zur Horizontalen geneigt (vgl.



Abbildung 8.1). Bei größerem Neigungswinkel sinkt im Sommer der zugeführte Heizwärme-  
strom, da weniger Solarstrahlung absorbiert wird. Bei kleinerem Neigungswinkel sinkt die  
Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe. Ein Neigungswinkel von beispielsweise  $\gamma^* = 45^\circ$   
reduziert die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe im Vergleich zu einem Neigungswinkel  
von  $\gamma^* = 60^\circ$  um 30 % [69].

### 8.1.2 Über einen externen Heizkreislauf beheizte DAKMs

Andere in der Literatur zu findende DAKMs nutzen zur thermischen Beheizung der Förderrohre  
einen externen Heizkreislauf. Beispielsweise wurden von JAKOB ET AL. experimentelle Unter-  
suchungen durchgeführt, wobei die Thermosiphonpumpe in Form eines Rohrbündelwärme-  
übertragers aufgebaut ist [70–72]. Dabei strömt das Arbeitsmedium in vertikalen Förderrohren  
und das Heizmedium befindet sich im Mantelraum. RATTNER UND GARIMELLA führten ebenfalls  
experimentelle Untersuchungen durch. Dabei wird ein vertikal ausgerichteter Doppelrohr-  
wärmeübertrager (DWÜ) als Thermosiphonpumpe eingesetzt, wobei das Innenrohr als Förder-  
rohr dient und das Heizmedium im Mantelraum strömt [26, 73, 74].

Die Beheizung über einen externen Heizkreislauf bietet die Möglichkeit verschiedene Wärme-  
quellen, wie z.B. Solarthermie sowie Nah- und Fernwärme, als Antrieb zu nutzen. Das Förder-  
rohr bzw. die Förderrohre können optimal, d.h. vertikal, ausgerichtet werden. Ein Neigungs-  
winkel des Solarkollektors von  $\gamma^* = 90^\circ$  zur Horizontalen würde die Förderfähigkeit der am  
ITW entwickelten DAKM im Vergleich zu einem Neigungswinkel von  $\gamma^* = 60^\circ$  um 12,9 %  
steigern [69].

Nachteilig ist jedoch eine hohe Temperaturdifferenz zwischen dem Arbeitsmedium und dem  
Heizmedium [26]. Diese Temperaturdifferenz ist ein entscheidendes Kriterium für den Ver-  
gleich von thermisch angetriebenen DAKMs mit einem externen Heizkreislauf.

## 8.2 Beschreibung und Vorteile des neuen Beheizungskonzeptes

Die Thermosiphonpumpe des neuen Beheizungskonzeptes besteht aus einem PWÜ als  
Austreiber (Plattenaustreiber) und einem nachgeschalteten vertikalen Förderrohr. Der Platten-  
austreiber wird über einen externen Heizkreislauf beheizt. Abbildung 8.1 (rechts) zeigt den  
Plattenaustreiber mit nachgeschaltetem Förderrohr beispielhaft in Kombination mit einem  
Solarkollektor.

Für das neue Beheizungskonzept bilden Erkenntnisse aus den Untersuchungen hinsichtlich  
der Förderfähigkeit in Abhängigkeit von der relativen Heizlänge (Kapitel 4) die Entwicklungs-  
grundlage. Die Beheizung unterhalb des Förderrohres ist von wesentlichem Vorteil, da wie in  
Kapitel 4 gezeigt bei gleicher Menge des erzeugten Dampfes folgender Zusammenhang gilt:  
Je geringer die relative Heizlänge, desto höher ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom.  
Eine Steigerung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms bzw. der armen Lösung bietet die

Möglichkeit zur Steigerung der Leistungszahl und der DAKM [68]. Die Förderrohre der in Kapitel 8.1 aufgeführten DAKMs werden flächig beheizt, was zu niedrigen geförderten Flüssigkeitsmassenströmen führt. Vergleicht man die in Abbildung 8.1 dargestellten Beheizungsarten miteinander, beträgt die relative Heizlänge bei der direkt solarthermisch beheizten DAKM  $\varphi = 95 \%$ . Die relative Heizlänge der Beheizungsart mit integriertem PWÜ beträgt  $\varphi = 6,3 \%$ , wobei sich die Länge des PWÜ  $L_{PWÜ}$  auf die gesamte Länge der Thermosiphonpumpeneinheit  $L_{ges}$  bezieht (vgl. Abbildung 8.2).

Des Weiteren werden die in Kapitel 8.1.1 beschriebenen Vorteile der am ITW entwickelten, direkt beheizten DAKM und die in Kapitel 8.1.2 beschriebenen Vorteile eines externen Heizkreislaufes vereint. Die Beheizung der neu entwickelten Thermosiphonpumpeneinheit kann trotz externem Heizkreislauf bei geringen Temperaturdifferenzen zwischen Arbeits- und Heizmedium erfolgen, da der Plattenaustreiber mit einer großen wärmeübertragenden Fläche gestaltet werden kann. Durch die Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung ist eine kompakte Bauweise der DAKM möglich. Bezogen auf solarthermisch angetriebene DAKMs führt das neue Beheizungskonzept dazu, dass seriengefertigte Solarkollektoren mit einem hohen Wirkungsgrad eingesetzt werden können. Zudem ist der Neigungswinkel frei wählbar.

### 8.3 Einbindung in den Thermosiphonprüfstand

Die Untersuchungen zum neuen Beheizungskonzept für DAKMs wurden mit demineralisiertem Wasser als Arbeitsmedium am Thermosiphonprüfstand durchgeführt. Der Thermosiphonprüfstand ist in Kapitel 3 detailliert dargestellt.

Abbildung 8.2 zeigt einen Ausschnitt des Prozessschemas des Thermosiphonprüfstandes mit integriertem PWÜ und eine detaillierte Darstellung der externen Kreisläufe. Der Primärkreislauf unterscheidet sich im Vergleich zu Abbildung 3.1 bis auf die Integration des PWÜ mit Übergang zum unteren Bereich des Förderrohres nicht.

Das Arbeitsmedium im Primärkreislauf, das nach der horizontalen Zulaufstrecke in den PWÜ eintritt (III), wird durch das Heizmedium Wasser im Sekundärkreislauf über den PWÜ mit dem Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz,PWÜ}$  beheizt. Durch die partielle Verdampfung des Arbeitsmediums entsteht ein Zweiphasengemisch, welches den PWÜ horizontal verlässt (XII). Über einen Rohrbogen, der als Übergang dient, wird das Zweiphasengemisch ins vertikale Förderrohr geleitet, strömt im Förderrohr nach oben und tritt in den Abscheider ein.

Das Heizmedium Wasser wird im Sekundärkreislauf bei einem Absolutdruck von ca. 4 bar mittels einer Pumpe umgewälzt. Der Volumenstrom  $\dot{V}_{PWÜ,ext}$  lässt sich über eine Drossel regulieren und wird über ein MID gemessen. Der PWÜ kann wahlweise im Gegenstrom, wie in Abbildung 8.2 dargestellt, und im Gleichstrom betrieben werden. Die Temperaturen  $\vartheta_{10}$  und  $\vartheta_{11}$  des Sekundärkreislaufes werden analog zu den Temperaturen des Primärkreislaufes mit

Mantelthermoelementen des Typs K gemessen und sind mittels Durchgangsverschraubungen an den Messstellen angebracht (vgl. Kapitel 3.2.1).

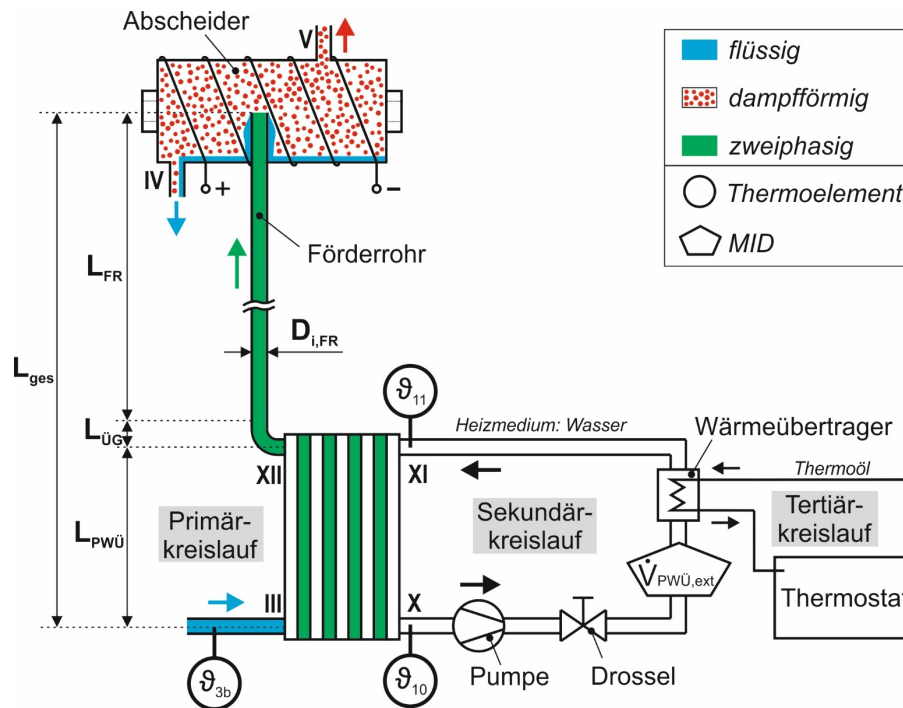


Abbildung 8.2: Ausschnitt des Prozessschemas des Thermosiphonprüfstandes (vgl. Abbildung 3.1) mit integriertem PWÜ, externen Kreisläufen und Messtechnik

Der Tertiärkreislauf beheizt das Heizmedium im Sekundärkreislauf über einen externen Wärmeübertrager. Im Tertiärkreislauf wird Thermoöl durch ein Thermostat der Firma Huber vom Typ „Unistat T326“ umgewälzt.

Der am PWÜ zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{Heiz,PWÜ}$  berechnet sich unter der Vernachlässigung von Wärmeverlusten wie folgt:

$$\dot{Q}_{Heiz,PWÜ} = \dot{V}_{PWÜ,ext} \cdot \rho(\vartheta_{10}) \cdot c_p(\vartheta_{m,PWÜ,ext}) \cdot \Delta T_{PWÜ,ext} \quad 8-1$$

Die Dichte  $\rho$  wird über die Temperatur  $\vartheta_{10}$  ermittelt. Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  berechnet sich über die arithmetisch gemittelte Temperatur  $\vartheta_{m,PWÜ,ext} = 0,5 \cdot (\vartheta_{10} + \vartheta_{11})$ . Um die Messgenauigkeit zu steigern, erfolgt die Messung der Temperaturdifferenz nicht über die jeweiligen Messwerte der Temperaturen mit Eiswasser als Vergleichsstelle (vgl. Kapitel 3.2.1). Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{PWÜ,ext} = \vartheta_{PWÜ,ext,ein} - \vartheta_{PWÜ,ext,aus}$  wird direkt zwischen externem Ein- und Austritt des PWÜ gemessen. Im Gegenstrombetrieb gilt:  $\Delta T_{PWÜ,ext} = \vartheta_{11} - \vartheta_{10}$ .

### 8.3.1 Messtechnik und –abweichung

Tabelle 8.1 zeigt Spezifikationen und Messabweichungen der im Sekundärkreislauf eingebauten Messgeräte (vgl. Abbildung 8.2). Die Messunsicherheit setzt sich aus dem spezifischen Fehler des Messgeräts und dem Fehler der Messdatenerfassung zusammen. Die Messunsicherheiten und Spezifikationen der im Primärkreislauf eingesetzten Messgeräte sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Die im Sekundärkreislauf eingebauten Thermoelemente wurden ebenfalls, wie die im Primärkreislauf eingesetzten Thermoelemente, in der Kalibrieranlage am ITW kalibriert. Wie sich der Messfehler für die Thermoelemente aus Tabelle 8.1 zusammensetzt ist in Kapitel 3.2.1 beschrieben. Die Messunsicherheiten und Spezifikationen aller eingesetzten Messgeräte sind in Tabelle A.7 im Anhang aufgelistet.

Messgerät	Messbereich	Maximaler Fehler der Messkette	Ausgangssignal	Typ
Thermo- elemente ( $\vartheta_{10}, \vartheta_{11}$ )	$-10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,02\text{ K}$	Spannung	Rössel, Typ K, $\varnothing$ 1,5 mm, Klasse 1
	$140\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,06\text{ K}$		
MID ( $\dot{V}_{PW\ddot{U},ext}$ )	$400\text{ l h}^{-1}$	$\pm 0,84\text{ l h}^{-1}$ ( $\pm 0,21\text{ \%}$ )	Stromstärke	Danfoss, Magflo 1100 / 5000 – DN 6

Tabelle 8.1: Messunsicherheiten und Spezifikationen der im Sekundärkreislauf eingesetzten Messgeräte

Ein MID von der Firma Danfoss misst den Volumenstrom im Sekundärkreislauf und wurde für einen Messbereich von  $0\text{ l h}^{-1} \leq \dot{V}_{PW\ddot{U},ext} \leq 1000\text{ l h}^{-1}$  werksseitig kalibriert. Der Fehler des MID setzt sich aus dem Fehler des Kalibrierpolynoms von Messaufnehmer (MAG1100) und Elektronik (MAG5000) sowie dem Fehler des Datenerfassungsmoduls von Meier-NT (ADL-MX;  $4\mu\text{A}$  Genauigkeit) zusammen. Die Messwerte werden mit einer Frequenz von  $1\text{ Hz}$  protokolliert. Der maximale relative Fehler der gesamten Messkette liegt bei einem Volumenstrom von  $\dot{V}_{PW\ddot{U},ext} = 400\text{ l h}^{-1}$  bei  $\pm 0,21\text{ \%}$ .

### 8.3.2 PWÜ-Konfigurationen und Versuchsbedingungen

Die eingesetzten PWÜs sind vom Typ „ZD4“ der Firma TTZ. Da die relative Heizlänge und der Druckverlust im PWÜ möglichst gering sein soll, eignen sie sich auf Grund ihrer geringen Länge für den Einsatz. Von der Mitte des Eintritts- bis zur Mitte des Austrittsstutzens beträgt die Länge lediglich  $L_{PW\ddot{U}} = 0,12\text{ m}$ . Die Gesamtlänge der Einheit bestehend aus PWÜ, Übergang und Förderrohr beträgt  $L_{ges} = 1,91\text{ m}$ . Das dem PWÜ nachgeschaltete Förderrohr hat eine Länge von  $L_{FR} = 1,74\text{ m}$ . Die relative Heizlänge von  $\varphi = 6,3\text{ \%}$  ist dementsprechend in einer ähnlichen Größenordnung wie die der punktuellen Beheizung von  $\varphi = 5,5\text{ \%}$  (vgl. Tabelle 4.3). Der als Übergang dienende Rohrbogen zwischen PWÜ und Förderrohr ist

strömungsoptimiert ausgelegt und hat eine vertikale Länge von  $L_{UG} = 0,05 \text{ m}$  [75]. Die PWÜs sind mit einer Anzahl von zehn Platten aufgebaut. Das Heizmedium durchströmt fünf Spalte, inklusive der beiden äußeren, wohingegen das Arbeitsmedium vier Spalte durchströmt. Der PWÜ wird in der C-Form als Strömungsführung und im Gegenstrom als Strömungsart durchströmt (vgl. Abbildung 8.2).

Um erste Erkenntnisse hinsichtlich der Auslegung eines PWÜ mit nachgeschaltetem Förderrohr für den Einsatz in DAKMs zu gewinnen, wird die Plattenstruktur variiert. Laut Hersteller unterscheiden sich die Plattenstrukturen ausschließlich durch den Prägewinkel  $\phi$ . Eine harte Plattenstruktur (H-Platte,  $\phi = 63^\circ$ ) und eine Plattenstruktur, die speziell für Verdampfungsvorgänge ausgelegt ist (P2-Platte,  $\phi < 30^\circ$ ), werden untersucht. In Abbildung 8.3 sind die beiden Plattenstrukturen schematisch dargestellt.

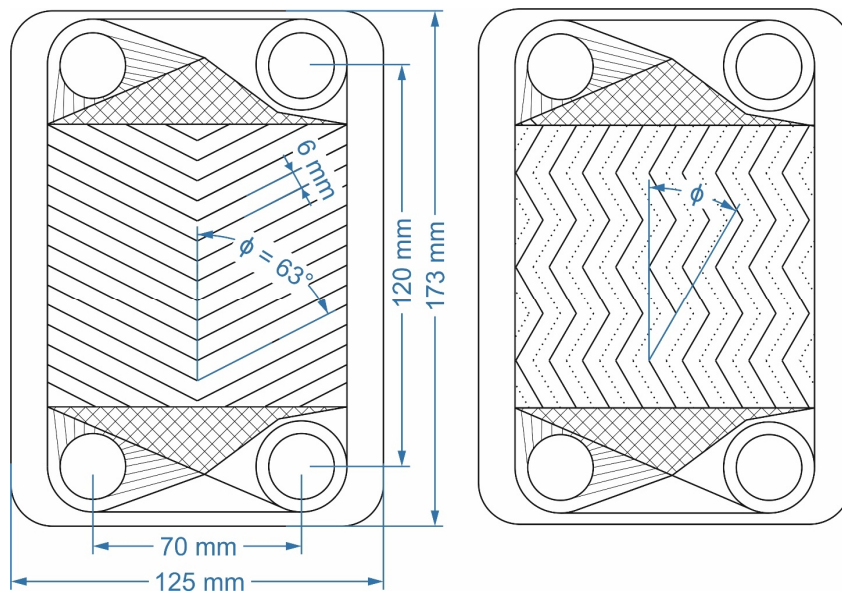


Abbildung 8.3: Schematische Skizzen der Plattenstrukturen H (links) und P2 (rechts) mit Bemaßung

Vorteile für Verdampfungsprozesse ergeben sich durch den Einsatz der P2-Plattenstruktur laut Hersteller aufgrund einer reduzierten Staupunktströmung durch weniger Berührungsstrecken, eines geringeren Druckverlustes und einer optimierten Verteilung des Arbeitsmediums über der Plattenbreite.

Tabelle 8.2 zeigt die Versuchsbedingungen, die für sämtliche Messungen mit eingebautem PWÜ und nachgeschaltetem Förderrohr gelten. Die in Tabelle 8.2 mit \*\* gekennzeichneten Versuchsbedingungen sind identisch zu denen aus Tabelle 4.2 und werden in Kapitel 4.2 erläutert. Um die Wärmeverluste am PWÜ zu minimieren, ist dieser ebenso wie das Förderrohr mit Dämmschalen aus pyrogener Kieselsäure der Firma Contherm gedämmt.

Festgelegte Größen	
Arbeitsmedium	Demineralisiertes Wasser **
Gesamtlänge der PWÜ-Einheit	$L_{ges} = 1,91 \text{ m}$
Relative Heizlänge der PWÜ-Einheit	$\varphi = 6,3 \%$
Verhältnis von Füllstand zur Gesamtlänge	$\Delta H_{Res} \cdot L_{ges}^{-1} = 0,36 \text{ **}$
Vorlagedruck im Stillstand (aufgeheizte Anlage)	$\Delta p_{Res,SS} = 66,7 \text{ mbar **}$
Soll-Temperatur am Reservoiraustritt	$\vartheta_{Res,aus,Soll} = 98 \text{ °C **}$
Temperatur am externen Eintritt von DWÜ2	$\vartheta_{DWÜ2,ext,ein} \approx 99,4 \text{ °C **}$
Festgelegte Größen (PWÜ)	
Länge des PWÜ	$L_{PWÜ} = 0,12 \text{ m}$
Breite des PWÜ	$B_{PWÜ} = 0,07 \text{ m}$
Plattenanzahl	$n_{PWÜ} = 10$
Material des PWÜ	Edelstahl
Strömungsführung	C-Form
Strömungsart	Gegenstrom
Festgelegte Größen (Förderrohr und Übergang)	
Vertikale Länge des Übergangs	$L_{ÜG} = 0,05 \text{ m}$
Länge des Förderrohres	$L_{FR} = 1,74 \text{ m}$
Innendurchmesser des Förderrohres	$D_{i,FR} = 8 \text{ mm **}$
Material des Übergangs und des Förderrohres	Kupfer **
Messgrößen	
Unterkühlung des Arbeitsmediums am PWÜ	$\vartheta_s - \vartheta_{PWÜ,int,ein} \leq 3,3 \text{ K } *$
Eintrittstemperatur des Heizmediums in den PWÜ	$101,0 \text{ °C} \leq \vartheta_{PWÜ,ext,ein} \leq 103,4 \text{ °C}$
Zugeführter Wärmestrom am PWÜ	$130 \text{ W} \leq \dot{Q}_{Heiz,PWÜ} \leq 830 \text{ W}$
Zugeführte Wärmestromdichte am PWÜ	$1,2 \text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q}_{Heiz,PWÜ} \leq 7,5 \text{ kW m}^{-2}$
Volumenstrom im Sekundärkreislauf	$389,9 \text{ l h}^{-1} \leq \dot{V}_{PWÜ,ext} \leq 414,2 \text{ l h}^{-1}$
Betriebsdruck ( $\hat{=}$ Umgebungsdruck)	$0,954 \text{ bar} \leq p_{amb} \leq 0,967 \text{ bar}$
Umgebungstemperatur	$23,9 \text{ °C} \leq \vartheta_{amb} \leq 26,7 \text{ °C}$

\* 99% aller Messwerte unter angegebenem Wert

\*\* Identisch zu den Versuchsbedingungen aus Kapitel 4.2 (vgl. Tabelle 4.2)

Tabelle 8.2: Versuchsbedingungen bei den Messungen zum neuen Beheizungskonzept

Die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den PWÜ ( $\vartheta_{PWÜ,int,ein} \hat{=} \vartheta_{3b}$ ) liegt für 99 % aller Messwerte maximal  $3,3 \text{ K}$  unter der Siedetemperatur, die ca.  $\vartheta_s = 100,5 \text{ °C}$  beträgt. Der

Volumenstrom des Heizmediums im Sekundärkreislauf wird konstant bei  $\dot{V}_{PW\ddot{U},ext} \approx 400 \text{ l h}^{-1}$  gehalten und die Eintrittstemperatur des Heizmediums in den PWÜ liegt im Bereich von  $101,0^\circ\text{C} \leq \vartheta_{PW\ddot{U},ext,ein} \leq 103,4^\circ\text{C}$ . Dies resultiert in einem am PWÜ zugeführten Wärmestrom von ca.  $130 \text{ W} \leq \dot{Q}_{Heiz,PW\ddot{U}} \leq 830 \text{ W}$  bzw. in einer zugeführten Wärmestromdichte von ca.  $1,2 \text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q}_{Heiz,PW\ddot{U}} \leq 7,5 \text{ kW m}^{-2}$ .

## 8.4 Messergebnisse

Die Förderkennlinien der Messreihen mit H-Plattenstruktur und P2-Plattenstruktur sind in Abbildung 8.4 dargestellt. Eine Messreihe resultiert aus der Absenkung der Eintrittstemperatur des Heizmediums in den PWÜ  $\vartheta_{PW\ddot{U},ext,ein}$  und damit des Heizwärmestroms  $\dot{Q}_{Heiz,PW\ddot{U}}$  (vgl. Gleichung 8-1 bzw.  $\vartheta_{11}$  in Abbildung 8.2) in Zeitschritten von  $\Delta t = 60 \text{ min}$ . Die Messpunkte einer Förderkennlinie ergeben sich aus dem arithmetischen Mittelwert der letzten 45 min des jeweiligen Zeitintervalls, in denen ein quasistationärer Zustand erreicht wurde.

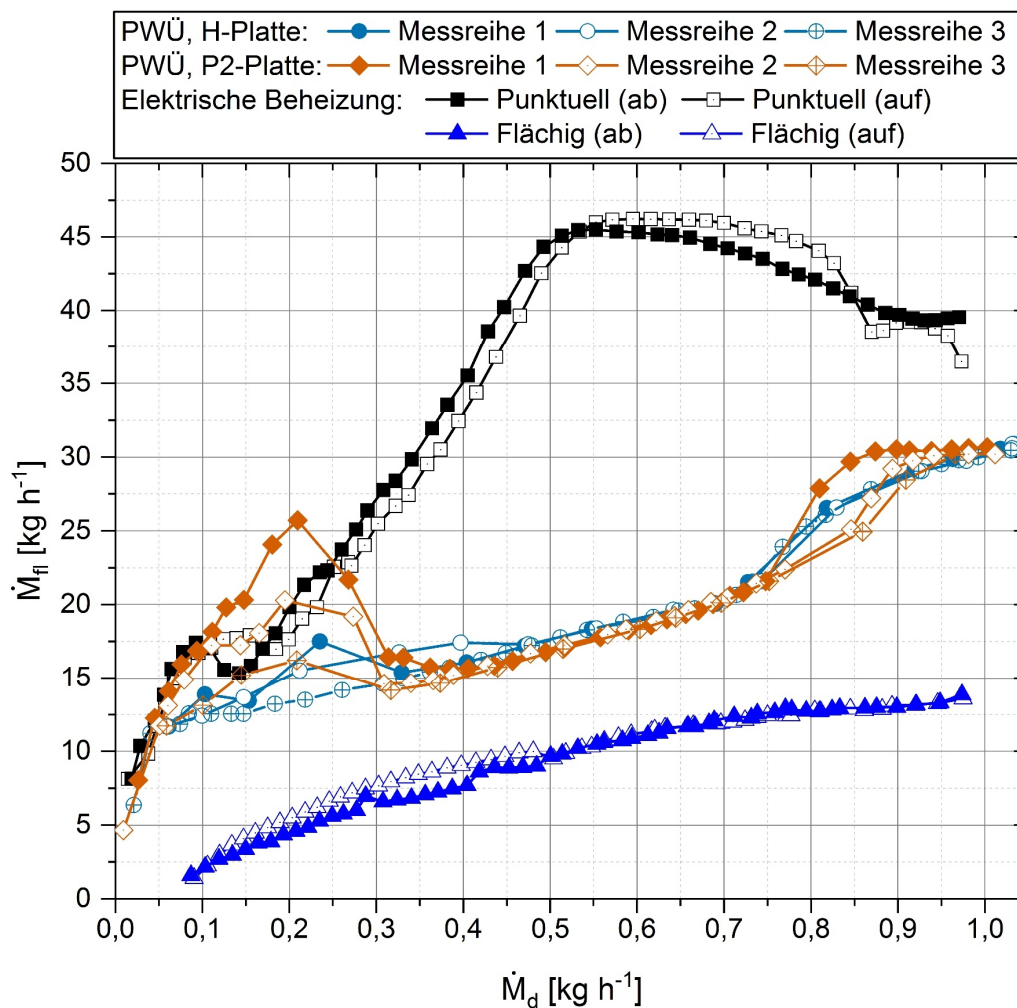


Abbildung 8.4: Förderkennlinien bei PWÜ-Konfigurationen mit H- und P2-Plattenstruktur sowie bei punktueller und flächiger elektrischer Beheizung

Um die Reproduzierbarkeit der Förderkennlinien bei eingebautem PWÜ zu bewerten, wurden jeweils drei Messreihen bei den PWÜ-Konfigurationen mit H- und P2-Plattenstruktur durchgeführt. Die Förderkennlinien der Messreihen mit einem PWÜ mit harter Plattenstruktur verlaufen über den gesamten Dampfmassenstrombereich nahezu deckungsgleich (vgl. auch Abbildung A.17 im Anhang). Eine Erhöhung des Dampfmassenstroms führt zu einer Steigerung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms.

Vergleicht man dahingegen die Förderkennlinien der Messreihen mit einem PWÜ mit P2-Plattenstruktur, tritt vor allem im Dampfmassenstrombereich von  $0,05 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,35 \text{ kg h}^{-1}$  eine große Schwankungsbreite der geförderten Flüssigkeit auf. Bei gleicher PWÜ-Konfiguration unterscheidet sich der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom durch den Einsatz der P2-Plattenstruktur um bis zu  $\Delta \dot{M}_{fl,max} = 9,5 \text{ kg h}^{-1}$  bei  $\dot{M}_d = 0,21 \text{ kg h}^{-1}$ . Abbildung A.18 im Anhang zeigt detailliert die Förderkennlinien der Messreihen mit einem PWÜ mit P2-Plattenstruktur und die Vertrauensgrenzen einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95 \%$ .

Soll im Hinblick auf den Einsatz in einer DAKM ein möglichst hoher Flüssigkeitsmassenstrom gefördert werden, ist ein PWÜ mit P2-Plattenstruktur vorteilhaft. Eine sichere Auslegung lässt sich durch die nahezu lineare Förderkennlinie, die sich durch die PWÜ-Konfiguration mit harter Plattenstruktur ergibt, erzielen.

Zusätzlich wurden weitere Untersuchungen zum Einfluss der Strömungsart und -führung auf die Förderfähigkeit durchgeführt. In Tabelle A.6 im Anhang sind schematisch die untersuchten Strömungsarten Gegen- und Gleichstrom sowie die untersuchten Strömungsführungen C- und Z-Form dargestellt. Die Messergebnisse zeigen, dass durch den Gleichstrom als Strömungsart und die Z-Form als Strömungsführung das Förderverhältnis gesteigert werden kann. Der Gleichstrombetrieb bewirkt, dass Dampf weiter unten im PWÜ entsteht, was zu einem erhöhten Flüssigkeitsmassenstrom führt (vgl. Kapitel 4). Eine Steigerung des Flüssigkeitsmassenstroms durch den Einsatz der Z-Form ist auf eine gleichmäßigere Verteilung des Heizmediums auf die einzelnen Plattenspalte zurückzuführen. Eine detaillierte Erläuterung ist in [75] zu finden.

Im Folgenden wird ein Vergleich der gemessenen Förderkennlinien mit denen bei flächiger Beheizung mittels Heizband sowie mittels DWÜ durchgeführt, um das neue Beheizungskonzept bewerten zu können.

#### 8.4.1 Vergleich mit punktueller und flächiger Beheizung

Abbildung 8.4 enthält ebenfalls die mittels punktueller und flächiger Beheizung erzeugten Förderkennlinien (vgl. auch Kapitel 4.2.1). Das Förderverhältnis bei der neu entwickelten Thermosiphonpumpeneinheit ist verglichen mit der punktuellen Beheizung geringer, obwohl die relative Heizlänge ähnlich groß ist. Dies ist auf einen hohen Druckverlust im PWÜ zurückzuführen. Dennoch ist im Bereich zwischen  $0,10 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,25 \text{ kg h}^{-1}$ , in dem bei der punktuellen



Beheizung der Bereich der chaotischen Strömung beginnt, durch den Einsatz des PWÜ mit nachgeschaltetem Förderrohr eine Steigerung des Förderverhältnisses möglich.

Im Vergleich zur flächigen Beheizung wird das Förderverhältnis deutlich gesteigert. Die geringere relative Heizlänge führt trotz hohem Druckverlust im PWÜ zu einem höheren geförderten Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}_{fl}$ . Die flächige Beheizung mittels Heizband ist mit der Beheizung der in Kapitel 8.1.1 beschriebenen direkt solarthermisch beheizten DAKM vergleichbar. Einerseits ist die relative Heizlänge ähnlich groß und andererseits ist die über der Länge des Förderrohres zugeführte Wärmestromdichte konstant. Der Einsatz eines PWÜ mit nachgeschaltetem Förderrohr in der DAKM ermöglicht demnach eine Erhöhung des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms der armen Lösung. Soll der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom jedoch nicht erhöht werden, ist eine Reduzierung des Füllstands im Reservoir ( $\Delta H_{Res}$ ), ein geringeres Verhältnis von Füllstand im Reservoir zu Gesamtlänge der Thermosiphonpumpe  $\Delta H_{Res} \cdot L_{ges}^{-1}$  und dementsprechend eine kompaktere Bauweise der DAKM möglich.

#### 8.4.2 Vergleich mit flächiger Beheizung mittels DWÜ

Ein entscheidendes Kriterium für den Vergleich von DAKMs, die mit einem externen Heizkreislauf angetrieben werden, ist die Temperaturdifferenz zwischen Arbeits- und Heizmedium. Eine geringere Temperaturdifferenz ermöglicht die Nutzung von Wärmequellen auf niedrigerem Temperaturniveau. Bewertet wird das neue Beheizungskonzept anhand eines Vergleichs mit der von RATTNER UND GARIMELLA untersuchten Thermosiphonpumpe in Form eines DWÜs (vgl. Kapitel 8.1.2) [26]. Die logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{m,log}$  unterscheidet sich bei ähnlichen Versuchsbedingungen und einem zugeführten Wärmestrom von beispielsweise 200 W bei einem Volumenstrom des Heizmediums von  $\dot{V}_{PWÜ,ext} \approx 49 \text{ l h}^{-1}$  wie folgt:

- $\Delta\vartheta_{m,log,PWÜ} = 2,9 \text{ K}$
- $\Delta\vartheta_{m,log,DWÜ} = 23,8 \text{ K}$

Die logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{m,log}$  ist durch den Einsatz des PWÜ um den Faktor 8,2 kleiner als beim DWÜ. Dies resultiert aus einer Wärmeübertragungsfläche von  $A_{PWÜ} \approx 2,4 \cdot A_{DWÜ,FR,\alpha}$  und einer Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten, der sich beim DWÜ auf den Außendurchmesser des Förderrohres bezieht. Der Wärmedurchgangskoeffizient des PWÜ ist etwa um den Faktor 3,4 größer als der des DWÜ.

Neben den bereits erwähnten Vorteilen des neuen Beheizungskonzeptes gibt es einen weiteren großen Vorteil. Durch die Entkopplung der Wärmeübertragung im PWÜ und der Förderung im nachgeschalteten Förderrohr ist die Wärmeübertragungsfläche im PWÜ frei gestaltbar und somit kein limitierender Faktor.

## 8.5 Fazit zum neuen Beheizungskonzept

Eine kompakte Bauweise und eine Steigerung der Leistungszahl der DAKM sowie die Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung können durch den Einsatz eines PWÜ mit nachgeschaltetem Förderrohr als Thermosiphonpumpe erreicht werden. Aus den Messergebnissen geht hervor, dass durch die Beheizung unterhalb des Förderrohres ein im Vergleich zur flächigen Beheizung höherer Flüssigkeitsmassenstrom gefördert wird. Selbst im Vergleich zur punktuellen Beheizung ist der geförderte Flüssigkeitsmassenstrom je nach Dampfmassenstrombereich ähnlich hoch. Trotz der geringen relativen Heizlänge der neu entwickelten Thermosiphonpumpeneinheit ist aufgrund der großen wärmeübertragenden Fläche des PWÜ die zugeführte Wärmestromdichte geringer, als bei der flächigen Beheizung des Förderrohres. Zum Antrieb der Thermosiphonpumpe reicht somit eine niedrige Temperaturdifferenz zwischen Arbeits- und Heizmedium aus. Die Nutzung der externen Antriebstemperatur auf niedrigem Temperaturniveau ist dementsprechend möglich.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird das thermohydraulische Förderverhalten einer zweiphasigen Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten untersucht. Thermosiphonpumpen unterscheiden sich im Allgemeinen zwischen Einphasen- und Zweiphasensystemen. Bei der zweiphasigen Thermosiphonpumpe wird Flüssigkeit durch Eigenverdampfung gefördert. Durch die partielle Verdampfung des Arbeitsmediums im Förderrohr und daraus resultierenden Energie- und Kräfteungleichgewichten ist das Förderverhalten instationär. Hauptanwendungsgebiete von zweiphasigen Thermosiphonpumpen sind Naturumlaufverdampfer mit dem Reinstoff Wasser als Arbeitsmedium und Diffusions-Absorptionskältemaschinen mit dem Stoffpaar Ammoniak-Wasser als Arbeitsmedium.

Die Förderfähigkeit von zweiphasigen Thermosiphonpumpen wird in der Literatur sowohl experimentell als auch theoretisch umfangreich untersucht. Als maßgebliches Bewertungskriterium dient das Förderverhältnis, das als Massenstromverhältnis von geförderter Flüssigkeit (Nutzen) zu erzeugtem Dampf (Aufwand) definiert ist. Die in der Literatur aufgeführten Messergebnisse der zahlreichen experimentellen Untersuchungen sind aufgrund von nicht konstanten Versuchsbedingungen und unterschiedlichen Beheizungsarten selbst bei gleichen geometrischen Verhältnissen kaum miteinander vergleichbar. Die nicht konstanten Versuchsbedingungen – oftmals sogar innerhalb einer Messreihe – resultieren aus Schwankungen von wesentlichen Einflussgrößen auf die Förderfähigkeit, wie z.B. die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr oder der Füllstand im Reservoir. Zudem ist der zugeführte Wärmestrom, die Wärmestromdichte, die Länge des Heizelements und der Ort der Beheizung am Förderrohr häufig unzureichend charakterisiert. Die theoretischen Untersuchungen hinsichtlich der Modellierung zur Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe führen zu stark unterschiedlichen Ergebnissen. Dies liegt an grundlegend unterschiedlichen Ansätzen und Annahmen, die überwiegend auf stationären Strömungszuständen beruhen. Die instationäre Arbeitsweise der Thermosiphonpumpe wird nicht bzw. unzureichend berücksichtigt.

Grundlage der experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit ist eine Thermosiphonpumpe, die mit demineralisiertem Wasser als Arbeitsmedium betrieben wird. Um das thermohydraulische Förderverhalten detailliert zu untersuchen und die unterschiedlichen Beheizungsarten miteinander vergleichen zu können, wurde ein zur Umgebung hin offener Prüfstand aufgebaut,

der konstante Versuchsbedingungen gewährleistet. Dies wird durch die kontinuierliche Messung des Dampfmassenstroms, die Vorwärmung des Arbeitsmediums auf nahe Siedetemperatur, die optimierte Gestaltung des Reservoirs sowie geringen Wärmeverlusten am Förderrohr erreicht. Der Dampf- bzw. Kondensatmassenstrom wird kontinuierlich mittels eines Coriolis-Durchflussmessgerätes gemessen, was quasistationäre Versuchsbedingungen ermöglicht. Die größere Oberfläche des Reservoirs führt dazu, dass die maximale Schwankungsbreite des Füllstandes im Reservoir lediglich  $1,7\text{ mm}$  beträgt. Das Verhältnis von Füllstand im Reservoir zu Förderrohrlänge ist bei sämtlichen Messungen konstant bei  $0,36$ . Die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr hängt stark von der Beheizungsart ab. Durch die Vorwärmung liegt die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums ins Förderrohr bei  $99\%$  aller Messwerte unter Berücksichtigung aller Beheizungsarten maximal  $5,3\text{ K}$  niedriger als die Siedetemperatur.

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses der relativen Heizlänge auf die Förderfähigkeit der Thermosiphonpumpe. Dabei besteht die Thermosiphonpumpe aus einem vertikalen Förderrohr aus Kupfer mit einem Innendurchmesser von  $8\text{ mm}$  und einer Länge von  $1,91\text{ m}$ . Der zugeführte Wärmestrom liegt zwischen  $61\text{ W}$  und  $826\text{ W}$ . Die Variation der relativen Heizlänge erfolgt durch eine punktuelle, teilflächige und flächige Beheizung des Förderrohres. Die Messergebnisse zeigen über nahezu den gesamten Dampfmassenstrombereich: Je geringer die relative Heizlänge, desto höher das Förderverhältnis. Die Förderkennlinie, d.h. der Verlauf des geförderten Flüssigkeitsmassenstroms über dem erzeugten Dampfmassenstrom, ist bei der punktuellen Beheizung mit einem lokalen Maximum und einem absoluten Maximum untypisch. Eine Modellierung der Förderkennlinie nach dem heterogenen Strömungsmodell ergibt bei gleichen Randbedingungen lediglich ein absolutes Maximum.

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Zweiphasenströmung im Förderrohr zeigen, dass der untypische Verlauf der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung auf unterschiedliche Strömungsformen zurückzuführen ist. Abhängig vom erzeugten Dampfmassenstrom dominieren unterschiedliche Strömungsformen. Im Bereich bis zum lokalen Maximum dominiert die Kolbenströmung, zwischen lokalem und absolutem Maximum stellt sich ein chaotisches Förderverhalten ein und bei hohen Dampfmassenströmen überwiegt die Ringströmung. Es konnte eine geeignete Strömungsformenkarte gefunden werden, die sich für die Vorhersage der dominierenden Strömungsformen von zweiphasigen Thermosiphonpumpen unter ähnlichen Versuchsbedingungen wie in dieser Arbeit eignet. Die vorhergesagten Strömungsformen aus der Strömungsformenkarte von MISHIMA und ISHII stimmen mit den dominierenden Strömungsformen aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen überein.

Um das instationäre Strömungsverhalten einer Thermosiphonpumpe zu quantifizieren, wird die Strömungsgeschwindigkeit des flüssigen Arbeitsmediums in der horizontalen Zulaufstrecke bei punktueller Beheizung gemessen. Dies ist ein weiterer Untersuchungsschwerpunkt dieser Arbeit. Damit der Druckverlust in der Zulaufstrecke möglichst gering ist, wird ein eigens

angefertigtes Prandtl-Rohr in Kombination mit einem Differenzdrucksensor als Messverfahren eingesetzt. Das Messverfahren ähnelt dem Prinzip einer Prandtl-Sonde. Eine Messung der Strömungsgeschwindigkeit sowohl in als auch entgegen der Förderrichtung ist durch die Umkehrung des Prandtl-Rohres möglich. Die Validierung der Geschwindigkeitsmessung ergibt, dass der über die Geschwindigkeitsmessung ermittelte Gesamtmassenstrom maximal um den Faktor 2,2 höher als der mittels Coriolis-Durchflussmessgeräten ermittelte Gesamtmassenstrom ist. Ist der Dampfmassenstrom höher als  $0,23 \text{ kg h}^{-1}$  liegt der Faktor lediglich zwischen 1,0 und 1,2. Aus den Ergebnissen der Geschwindigkeitsmessung geht hervor, dass das Strömungsverhalten einer Thermosiphonpumpe stark instationär ist. Die mittels Prandtl-Rohr ermittelte Geschwindigkeitsspitze ist sowohl in Förderrichtung als auch entgegen der Förderrichtung teilweise um einen Faktor von bis zu 7,7 höher als die Geschwindigkeit, die aus dem gemittelten Gesamtmassenstrom resultiert.

Der Zusammenhang der instationären Strömung in der Zulaufstrecke und dem Förderverhalten im Förderrohr wird anhand einer Frequenzanalyse des statischen Drucksignals sowie optischen Beobachtungen am Förderrohraustritt untersucht. Die Frequenzanalyse lässt Rückschlüsse auf den Verlauf der Förderkennlinie bei punktueller Beheizung zu. Im Bereich von geringen Dampfmassenströmen bzw. bis zum lokalen Maximum weist die Thermosiphonpumpe ein periodisches Förderverhalten auf. Zwischen dem lokalen Maximum und absoluten Maximum ist das Förderverhalten hauptsächlich chaotisch. Bei Dampfmassenströmen im Bereich des absoluten Maximums und höher ist das Förderverhalten erneut periodisch. Die Frequenzanalyse gibt Aufschluss über die Periodizität des instationären Strömungsverhaltens und damit indirekt über die Strömungsform.

Das instationäre Strömungsverhalten führt dazu, dass Strömungen entgegen der eigentlichen Förderrichtung auftreten. Die Verminderung bzw. Verhinderung dieser Rückströmungen bietet ein großes Potential zur Effizienzsteigerung der Thermosiphonpumpe. Es wird der Einfluss von Rohreinbauten in der horizontalen Zulaufstrecke in der Nähe des Förderrohereintritts untersucht. Als Rohreinbauten kommen Düsen und Venturirohre sowie ein Rückschlagventil zum Einsatz. Abhängig vom erzeugten Dampfmassenstrom kann durch sämtliche untersuchte Rohreinbauten das Förderverhältnis im Bereich der chaotischen Strömung erhöht werden. Der maximal geförderte Flüssigkeitsmassenstrom ist jedoch aufgrund eines erhöhten Druckverlustes in Förderrichtung geringer als bei der Messreihe ohne Einbauten. Die Messergebnisse zeigen, dass für Anwendungen, die einen hohen geförderten Flüssigkeitsmassenstrom bei möglichst geringem Dampfmassenstrom benötigen, der Einbau eines Rückschlagventils sowie einer Düse empfehlenswert ist. Das Förderverhältnis kann durch das eingebaute Rückschlagventil um einen Faktor von bis zu 2,1 im Vergleich zum Förderverhältnis ohne Einbauten in der Zulaufstrecke erhöht werden. Um den Einfluss der Rohreinbauten, speziell der Düsen, in der

Zulaufstrecke auf die Förderfähigkeit auf Thermosiphonpumpen mit anderen Versuchsbedingungen übertragen zu können, sind detaillierte Untersuchungen unter Variation des Förderrohrinnendurchmessers zu empfehlen.

Aus den Erkenntnissen der Untersuchungen zum Einfluss der Beheizungsart und zur Verminderung der Rückströmungen resultiert ein neues Beheizungskonzept für Diffusions-Absorptionskältemaschinen. Dabei besteht die Thermosiphonpumpe aus einem Plattenwärmeübertrager mit nachgeschaltetem vertikalem Förderrohr. Der Plattenwärmeübertrager dient dabei als Austreiber. Vorteile sind eine kompakte Bauweise und die Entkopplung von Wärmeübertragung und Förderung. Die Entkopplung ermöglicht eine optimale Auslegung des Wärmeübertragers sowie des Förderrohres. Aufgrund der großen wärmeübertragenden Fläche des Plattenwärmeübertragers reicht zum Antrieb der Thermosiphonpumpe eine niedrige Temperaturdifferenz zwischen Arbeits- und Heizmedium aus, was bei thermisch angetriebenen Thermosiphonpumpen mit einem externen Heizkreislauf ein entscheidendes Kriterium ist. Die Nutzung der externen Antriebstemperatur auf niedrigem Temperaturniveau ist somit möglich. Dadurch kann beispielsweise die Solarthermie sowie die Nah- und Fernwärme als Wärmequelle genutzt werden. Messergebnisse mit demineralisiertem Wasser als Arbeitsmedium zeigen, dass durch die Beheizung des Plattenwärmeübertragers am Fußpunkt des Förderrohres ein hohes Förderverhältnis erreicht wird.

Zukünftiges Ziel ist der Aufbau einer Diffusions-Absorptionskältemaschine mit integriertem neuem Beheizungskonzept. Ein zur Umgebung hin geschlossener Prüfstand die Möglichkeit, Erkenntnisse hinsichtlich eines druckbehafteten Systems zu gewinnen. Zudem ist empfehlenswert, experimentelle Untersuchungen am bestehenden Prüfstand mit einem Zweistoffgemisch als Arbeitsmedium durchzuführen.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] Bramah, E.; Bramah, J.: "Die Kaffeemaschine: Die Kulturgeschichte der Kaffeeküche", *Parkland Verlag*, Stuttgart, 1995.
- [2] Goodrich, H.: "Coffee-Pot", Patent, US 408707, 1889.
- [3] Südwest Presse - Die Neckarquelle: Wigomat: Erfindung für die Welt, [Online], [https://www.nq-online.de/nq\\_50\\_27525\\_Wigomat-Erfindung-fuer-die-Welt.html](https://www.nq-online.de/nq_50_27525_Wigomat-Erfindung-fuer-die-Welt.html), Juli 2018.
- [4] Tchibo: Kaffeereport 2017, [Online], <https://tchibo.com/servlet/cb/1210736/data/-/Kaffeereport2017.pdf>
- [5] Dialer, K.: "Die Wärmeübertragung beim Naturumlaufverdampfer", *Dissertation, Institut für Verfahrens- und Kältetechnik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich*, Zürich, 1983.
- [6] Arneth, S.; Stichlmair, J.: "Betriebsverhalten von Naturumlaufverdampfern", *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 71, pp. 960–961, 1999.
- [7] Arneth, S.; Stichlmair, J.: "Characteristics of thermosiphon reboilers", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 40, no. 4, pp. 385–391, 2001.
- [8] Kabelac, S.; Kessler, M.: "Experimentelle Untersuchung des dynamischen thermohydraulischen Verhaltens eines Naturumlaufverdampfers", *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 85, no. 9, pp. 1464–1465, 2013.
- [9] Gartia, M.R.; Vijayan, P.K.; Pilkhwal, D.S.: "A generalized flow correlation for two-phase natural circulation loops", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 236, no. 17, pp. 1800–1809, 2006.
- [10] Goedecke, R.; Scholl, S.: "Enlarged operation ranges for thermosiphon reboilers using pillow plates", *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 99, pp. 58–66, 2015.
- [11] Graß, C.; Kulenovic, R.; Starflinger, J.: "Experimental Investigation on Passive Heat Transfer by Long Closed Two-Phase Thermosiphons", *atw*, vol. 62, no. 7, pp. 481–485, 2017.

- [12] Franco, A.; Filippeschi, S.: "Experimental analysis of Closed Loop Two Phase Thermosyphon (CLTPT) for energy systems", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 51, pp. 302–311, 2013.
- [13] Jafari, D.; Franco, A.; Filippeschi, S.; Di Marco, P.: "Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 575–593, 2016.
- [14] Munters, C.G.; von Platen, B.C.; Tillquist, H.: "Improvements in Absorption Refrigerating Apparatus", Patent, GB 202,650, 1924.
- [15] Schmid, F.: "Entwicklung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", *Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Stuttgart*, 2016.
- [16] Unger, S.; Schwarz, J.: "Edmund Altenkirch - Pionier der Kältetechnik", *Statusbericht Nr. 23, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein*, 2010.
- [17] Dometic GmbH: Aktuelles, [Online], <http://www.dometic.com/de/Europe/Germany/Aktuelles>, November 2014.
- [18] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: "Entwicklung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", *KI Kälte - Luft - Klimatechnik*, vol. 49, no. 3, pp. 22–27, 2013.
- [19] Kaiser, E.P.: "Wärmeübertragung beim Sieden von binären Gemischen im Naturumlaufverdampfer", *Dissertation, Institut für Verfahrens- und Kältetechnik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich*, 1988.
- [20] Cattaneo, A.G.: "Über die Förderung von Flüssigkeiten mittels der eigenen Dämpfe: (Thermosiphon-Prinzip)", *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, vol. 42, no. 1-3, pp. 2–52, 1935.
- [21] Delano, A.: "Design Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle", *Dissertation, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia (USA)*, 1998.
- [22] Brendel, T.; Spindler, K.: "Untersuchungen zum Förderverhalten einer Thermosiphonpumpe" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Düsseldorf, 2014, AA.II.1.08.
- [23] Abdulwadood, S.S.; Akeel, M.A.M.: "Experimental Investigation of Water Vapor-Bubble Pump Characteristics and its Mathematical Model Reconstruction", *Eng. & Tech. Journal*, vol. 30, no. 11, pp. 1870–1885, 2012.



- [24] Vicatos, G.; Bennett, A.: "Multiple lift tube pumps boost refrigeration capacity in absorption plants", *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 18, no. 3, pp. 49–57, 2007.
- [25] Chan, K.W.; McCulloch, M.: "Analysis and modelling of water based bubble pump at atmospheric pressure", *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, pp. 1521–1528, 2013.
- [26] Rattner, A.S.; Garimella, S.: "Coupling-fluid heated bubble pump generators: Experiments and model development", *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 21, no. 3, pp. 332–347, 2015.
- [27] Einstein, A.; Szilard, L.: "Improvements relating to Refrigerating Apparatus", Patent, UK 282428, 1928.
- [28] Munters, C.G.: "Refrigeration", Patent, US 1,798,951, 1931.
- [29] Nettelstroth, J.: "Theoretische Betrachtung von Ein- und Mehrstoffsyste-men in Thermosiphon-pumpen", *Studienarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2015.
- [30] Grassmann, P.: "Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik: Grundlagen der chemischen Technik", 3rd ed., *Salle+Sauerländer*, 1983.
- [31] Schaefer, L.: "Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis", *Dissertation, Georgia Institute of Technology*, Atlanta, Georgia (USA), 2000.
- [32] Akeel, M.A.M.; Abdulwadood, S.S.; Asim, S.A.: "Theoretical Analysis of a Thermally Operated Vapor Bubble Pump" in *F.T.E Scientific International Conference, Najaf Tech. College*, Najaf (Irak), 2010.
- [33] White, S.J.: "Bubble Pump Design for Single Pressure Absorption", *Masterthesis, Georgia Institute of Technology*, Atlanta, Georgia (USA), 2001.
- [34] Hohloch, M.: "Systematische Untersuchung einer Thermosiphonpumpe", *Diplomarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2006.
- [35] Srihirin, P.; Aphornratana, S.; Chungpaibulpatana, S.: "A review of absorption refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, 2001.
- [36] Pfaff, M.; Saravanan, R.; Prakash Maiya, M.; Srinivasa Murthy, S.: "Studies on bubble pump for a water–lithium bromide vapour absorption refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, no. 6, pp. 452–462, 1998.

- [37] Mayinger, F.: "Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen", *Springer-Verlag*, Wien, 1982.
- [38] Huhn, J.; Wolf, J.: "Zweiphasenströmung gasförmig/flüssig", *VEB Fachbuchverlag*, Leipzig, 1975.
- [39] Chisholm, D.: "Two-phase flow in pipelines and heat exchangers", *George Godwin*, London and New York, 1983.
- [40] Brauer, H.: "Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmung", *Verlag Sauerländer*, Aarau, 1971.
- [41] Baehr, H.D.; Stephan, K.: "Wärme- und Stoffübertragung", 8th ed., *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [42] Stephan, K.: "Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden", *Springer*, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, 1988.
- [43] Verein Deutscher Ingenieure (VDI) - Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): "VDI-Wärmeatlas", 11th ed., *Springer-Verlag*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [44] Brunder, J.: "Experimentelle und theoretische Untersuchung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe bei unterschiedlichen Beheizungsarten mit dem Arbeitsstoff Wasser", *Bachelorarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2015.
- [45] Bierling, B.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Influence of different heating types on the pumping performance of a bubble pump", *Heat Mass Transfer*, 2017.
- [46] Friedel, L.: "Druckabfall bei der Strömung von Gas/Dampf-Flüssigkeits-Gemischen in Rohren", *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 50, no. 3, pp. 167–180, 1978.
- [47] Lockhart R.W.; Martinelli R. C.: "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes", *Chemical Engineering Progress*, vol. 45, no. 1, pp. 39–48, 1949.
- [48] Busch, M.; Eyb, G.; Messner, J.: "Messtechnik an Maschinen und Anlagen: Vorlesungsmanuskript zur Vorlesung Messtechnik I", *Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2018.
- [49] Köhler, J.: "Wärme- und Stoffübertragung in Zweiphasenströmungen: Kondensation und Absorption in horizontalen Rohren", *Vieweg+Teubner Verlag*, Wiesbaden, 1996.
- [50] Kraume, M.: "Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen", 2nd ed., *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2012.

- [51] Hewitt, G.F.; Roberts, D.N.: "Studies of two-phase flow patterns by simultaneous x-ray and flash photography", *Atomic Energy Research Establishment*, AERE-M 2159, 1969.
- [52] Griffith, P.; Wallis, G.: "Two-phase slug flow", *Journal of Heat Transfer*, pp. 307–308, 1961.
- [53] Taitel, Y.; Dukler, A.E.: "Flow regime transitions for vertical upward gas liquid flow: A preliminary approach through physical modelling" in *AIChE, 10th Annual Meeting*, New York, 1977, pp. Session on Fundamental Research in Fluid Mechanics.
- [54] Mishima, K.; Ishii, M.: "Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, no. 5, pp. 723–737, 1984.
- [55] Sihana, S.: "Bestimmung der Strömungsform von Zweiphasenströmungen mittels Absorption und Streuung von Röntgenstrahlen und Benutzung von neuronalen Netzen", *Dissertation, Technische Universität Berlin*, Berlin, 2002.
- [56] Mishima, K.; Hibiki, T.: "Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes", *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 22, no. 4, pp. 703–712, 1996.
- [57] Chen, L.; Tian, Y.S.; Karayiannis, T.G.: "The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, no. 21-22, pp. 4220–4230, 2006.
- [58] Winkelmann, S.: "Theoretische und experimentelle Untersuchung von Rohreinbauten zur Verbesserung des Förderverhaltens einer Thermosiphonpumpe", *Studienarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2016.
- [59] Kirschner, O.: "Strömungsmesstechnik: Vorlesungsskript", Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2016.
- [60] Böswirth, L.: "Technische Strömungslehre: Lehr- und Übungsbuch; mit 43 Tabellen", 8th ed., *Vieweg + Teubner*, Wiesbaden, 2010.
- [61] Surek, D.; Stempin, S.: "Technische Strömungsmechanik: Für Studium, Examen und Praxis", 2nd ed., *Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH*, Wiesbaden, 2014.
- [62] Franke, W.; Platzer, B.: "Rohrleitungen: Grundlagen, Planung, Montage", *Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl.*, München, 2014.
- [63] Nitsche, W.; Brunn, A.: "Strömungsmesstechnik", 2nd ed., *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.

- [64] Böckh, P. von; Saumweber, C.: "Fluidmechanik", 3rd ed., *Springer Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [65] Czichos, H.; Hennecke, M.: "HÜTTE - Das Ingenieurwissen", 34th ed., *Springer Vieweg*, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [66] Oertel, H.; Böhle, M.; Reviol, T.: "Strömungsmechanik: Grundlagen - Grundgleichungen - Lösungsmethoden - Softwarebeispiele", 6th ed., *Vieweg+Teubner Verlag*, Wiesbaden, 2011.
- [67] Sigloch, H.: "Technische Fluidmechanik", *Springer Berlin Heidelberg*, 2017.
- [68] Schmid, F.; Bierling, B.; Spindler, K.: "Development of a solar-driven diffusion absorption chiller: Status (23.10.2018): akzeptiert", *Solar Energy*.
- [69] Benz, S.: "Experimentelle Untersuchungen und Simulation zur Dimensionierung einer direkt solarthermisch angetriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine", *Diplomarbeit - nicht veröffentlicht, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2011.
- [70] Jakob, U.; Eicker, U.; Schneider, D.; Taki, A.H.; Cook, M.J.: "Entwicklung einer optimierten solar betriebenen Diffusions-Absorptionskältemaschine" in *13. Symposium Thermische Solarenergie*, 2003, pp. 259–264.
- [71] Jakob, U.; Schneider, D.; Eicker, U.: "Entwicklung einer Diffusions-Absorptionskältemaschine kleiner Leistung (2.5kW)" in *Drittes Symposium "Solares Kühlen in der Praxis"*, 2004, pp. 125–144.
- [72] Jakob, U.; Eicker, U.: "Betrieb und Simulation von Diffusions-Absorptionskältemaschinen zur solaren Kühlung", *KI Kälte - Luft - Klimatechnik*, no. 11, pp. 454–460, 2005.
- [73] Rattner, A.S.; Garimella, S.: "Low-source-temperature diffusion absorption refrigeration. Part I: Modeling and cycle analysis", *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, pp. 287–311, 2016.
- [74] Rattner, A.S.; Garimella, S.: "Low-source-temperature diffusion absorption refrigeration. Part II: Experiments and model assessment", *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, pp. 312–329, 2016.
- [75] Bierling, B.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Förderverhalten eines Plattenaustreibers mit nachgeschaltetem Förderrohr für thermisch angetriebene Kälteanlagen" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Bremen, 2017, AA.II.1.11.

## A Anhang

### A.1 Vergleich von Berechnungsmodellen

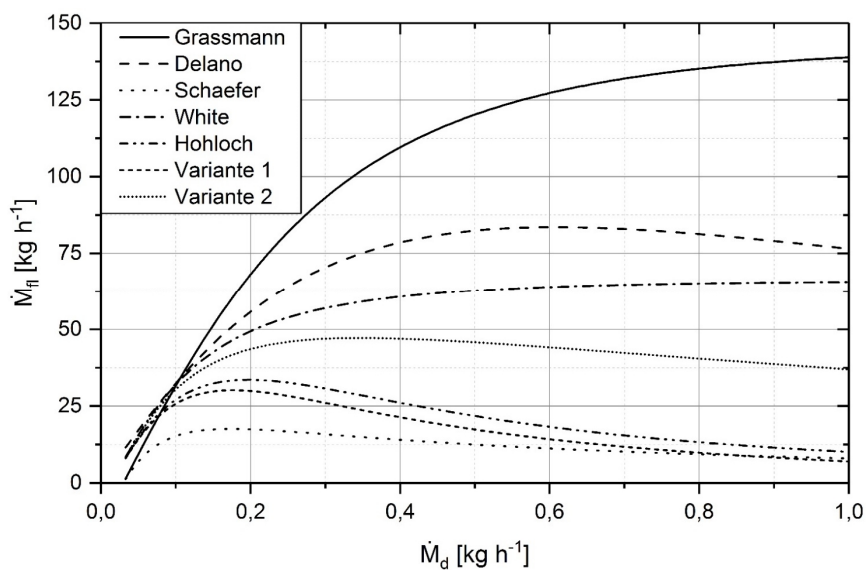


Abbildung A.1: Vergleich von Berechnungsmodellen durch EES-Implementierung mit den Randbedingungen  $L_{FR} = 1,91 \text{ m}$ ,  $\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1} = 0,36$ ,  $D_{i,FR} = 8 \text{ mm}$  und  $p_{Sys} = p_{amb} = 1 \text{ bar}$

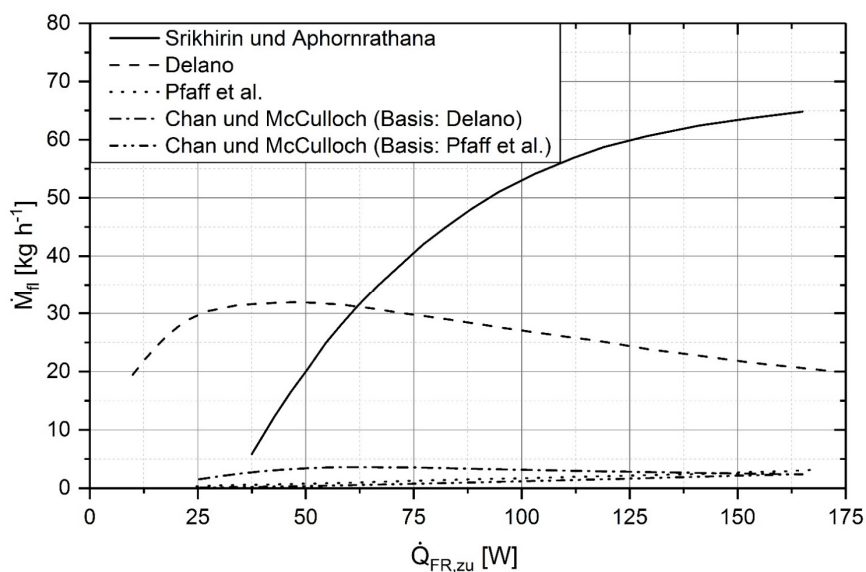


Abbildung A.2: Vergleich von Berechnungsansätzen in Anlehnung an [25] mit den Randbedingungen  $L_{FR} = 0,47 \text{ m}$ ,  $\Delta H_{Res} \cdot L_{FR}^{-1} = 0,7$ ,  $D_{i,FR} = 8 \text{ mm}$  und  $p_{Sys} = p_{amb} = 1 \text{ bar}$

## A.2 Laborprüfstand

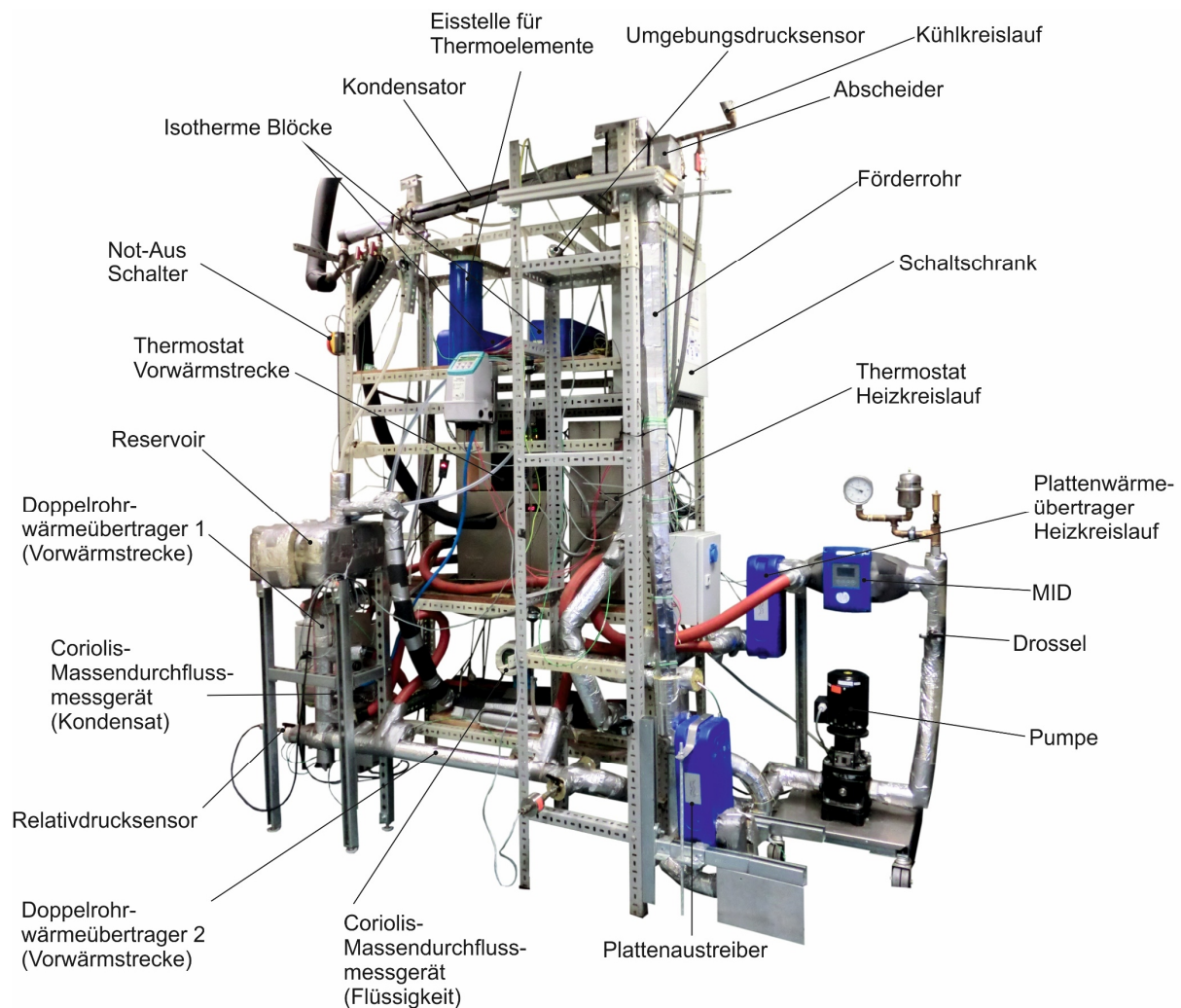


Abbildung A.3: Laborprüfstand zu den Untersuchungen der Thermosiphonpumpe

## A.3 Berechnung des Reibungsdruckverlustes in der Zulaufstrecke

Die Strecke vom Reservoir bis zum Förderrohreintritt wurde in mehrere Abschnitte unterteilt. Der gesamte Reibungsdruckverlust in der Zulaufstrecke setzt sich wie folgt zusammen:

$$\Delta p_{Verl,ZS} = \Delta p_{Verl,E} + \Delta p_{Verl,ver} + \Delta p_{Verl,Uml1} + \Delta p_{Verl,Red1} + \Delta p_{Verl,hor} + \Delta p_{Verl,Red2} + \Delta p_{Verl,Uml2}$$

Der Reibungsdruckverlust entsteht durch

- den Einlauf vom Reservoir in die vertikale Rohrleitung

$$\Delta p_{Verl,E} = \zeta_E \cdot \frac{\rho_{m,Res}}{2} \cdot w_{m,ver}^2$$

mit  $\zeta_E = 0,5$  für einen scharfkantigen Einlauf,

- die vertikale Rohrleitung (3/4“-Rohr) in der Zulaufstrecke

$$\Delta p_{Verl,ver} = \lambda_{ver} \cdot \frac{L_{ver}}{D_{i,ver}} \cdot \frac{\rho_{m,Res}}{2} \cdot w_{m,ver}^2$$

mit  $\lambda_{ver} = 0,316 \cdot (Re^{0,25})^{-1}$  für hydraulisch glatte Rohre nach BLASIUS,

- die 90°-Umlenkung (3/4“) unterhalb der vertikalen Rohrleitung

$$\Delta p_{Verl,Uml1} = \zeta_{Uml1} \cdot \frac{\rho_{m,Res}}{2} \cdot w_{m,ver}^2$$

mit  $\zeta_{Uml1} = 1,13$  für ein 90°-Kniestück,

- die Reduktion der 3/4“-Rohrleitung auf die 1/2“-Rohrleitung

$$\Delta p_{Verl,Red1} = \zeta_{Red1} \cdot \frac{\rho_{m,Res}}{2} \cdot w_{m,ver}^2$$

mit  $\zeta_{Red1} = 0,35$  für eine Querschnittsverengung,

- die horizontale Rohrleitung (1/2“-Rohr) in der Zulaufstrecke

$$\Delta p_{Verl,hor} = \lambda_{hor} \cdot \frac{L_{hor}}{D_{i,ZS}} \cdot \frac{\rho_{m,ZS}}{2} \cdot w_{m,ZS}^2$$

mit  $\lambda_{hor} = 0,316 \cdot (Re^{0,25})^{-1}$  für hydraulisch glatte Rohre nach BLASIUS,

- die Reduktion der 1/2“-Rohrleitung auf eine 8 mm-Rohrleitung

$$\Delta p_{Verl,Red2} = \zeta_{Red2} \cdot \frac{\rho_{FR,ein}}{2} \cdot w_{m,FR,ein}^2$$

mit  $\zeta_{Red2} = 0,04$  für eine stetige Querschnittsverengung,

- und die Umlenkung (90°-Bogen) der 8 mm-Rohrleitung am Förderrohreintritt

$$\Delta p_{Verl,Uml2} = \zeta_{Uml2} \cdot \frac{\rho_{FR,ein}}{2} \cdot w_{m,FR,ein}^2$$

mit  $\zeta_{Uml2} = 0,11$  für ein 90°-Krümmer mit einem Verhältnis von Biegeradius zu Rohrdurchmesser von vier.

## A.4 Reproduzierbarkeit der Messwerte bei punktueller Beheizung

### A.4.1 Korrekturfaktoren zur Berechnung der Vertrauensgrenzen

Anzahl $n$ der Messwerte	Korrekturfaktor bei $P^* = 90\%$	Korrekturfaktor bei $P^* = 95\%$	Korrekturfaktor bei $P^* = 99\%$
2	6,31	12,71	63,66
3	2,92	4,30	9,93
5	2,13	2,78	4,60
10	1,83	2,26	3,25
20	1,73	2,09	2,86
50	1,68	2,01	2,68
100	1,66	1,98	2,63
200	1,65	1,97	2,60
$\infty$	1,65	1,96	2,58

Tabelle A.1: Korrekturfaktoren zur Berechnung der Vertrauensgrenzen nach der Stichprobe in Abhängigkeit von der statistischen Sicherheit  $P^*$  und der Anzahl  $n$  der Messwerte, in Anlehnung an [48]

### A.4.2 Interpolation der Messwerte bei punktueller Beheizung

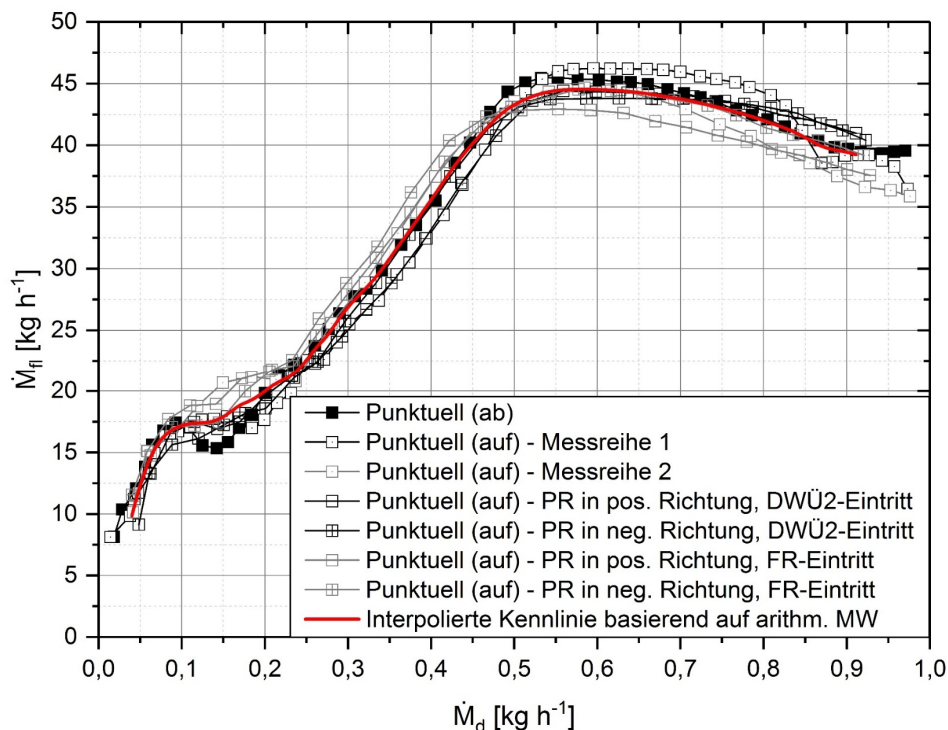


Abbildung A.4: Gemessene Förderkennlinien bei punktueller Beheizung unter konstanten Versuchsbedingungen sowie gleichem Aufbau und mittels Spline-Interpolation erstellte Förderkennlinie basierend auf den arithmetischen Mittelwerten



Abbildung A.4 zeigt sieben Förderkennlinien, die aus der Messung bei punktueller Beheizung mit jeweils konstanten Versuchsbedingungen und gleichem Aufbau resultieren. Zudem ist die mittels Spline-Interpolation in Inkrementen von  $\Delta\dot{M}_d = 0,001 \text{ kg h}^{-1}$  erzeugte Förderkennlinie basierend auf dem arithmetischen Mittelwert der Förderkennlinien dargestellt. Bei vier Messreihen war ein Prandtl-Rohr zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufstrecke eingebaut. Die daraus resultierenden Förderkennlinien sind dennoch repräsentativ, da sich der Einbau auf das Förderverhalten nur geringfügig auswirkt (vgl. Kapitel 6.1).

## A.5 Hochgeschwindigkeitsaufnahmen

MP	Strömungsform			
	Blasenströmung (I, II)	Kolbenströmung (III, IV)	Schaumströmung (V, VI)	Ringströmung (VII, VIII)
A1	20,2 %	67,2 %	12,6 %	0,0
A2	5,8 %	87,8 %	3,5 %	2,9 %
A3	8,2 %	76,9 %	14,9 %	0,0
B1	17,0 %	38,4 %	44,6 %	0,0
B2	11,1 %	41,9 %	33,4 %	13,6 %
B3	8,9 %	7,6 %	67,6 %	15,9 %
C1	2,2 %	0,0 %	54,9 %	42,9 %
C2	0,7 %	0,5 %	40,7 %	58,1 %
C3	0,0 %	0,0 %	37,5 %	62,5 %

Tabelle A.2: Häufigkeitsverteilung der Strömungsformen bei Aufwärtsströmung

## A.6 Messung der Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufstrecke

### A.6.1 Auswahl eines geeigneten Messverfahrens

Verfahren	Kriterium					
	1	2	3	4	5	6
MID	ja	ja	ja	ja	nein	gering
Coriolis-Messgerät	nein	ja	ja	ja	ja	mittel
Ultraschall-Messgerät	ja	nein	ja	nein	ja	mittel
LDA	ja	ja	ja	ja	ja	hoch
Prandtl-Sonde	nein*	ja	nein**	ja	ja	gering
Hitzdraht-Anemometrie	nein*	nein	nein**	ja	ja	gering
PIV	evtl.	ja	ja	ja	ja	hoch
Laufzeit-Verfahren	evtl.	ja	ja	ja	ja	hoch
Blenden, Düsen	nein	nein	nein	nein	ja	gering

Hinweise:

- 1 Keine Beeinflussung der Strömung (Kein Druckverlust)
- 2 Geeignet für kleine Strömungsgeschwindigkeiten
- 3 Möglichkeit der bidirektionalen Messung
- 4 Integrierbarkeit in die Zulaufstrecke
- 5 Geeignet für das Arbeitsmedium (u.a. demineralisiertes Wasser)
- 6 Kosten/Aufwand

\* sehr geringer Druckverlust möglich    \*\* umgekehrter Einbau möglich

Tabelle A.3: Übersicht der betrachteten Messverfahren für die Geschwindigkeitsmessung, in Anlehnung an [58]

### A.6.2 Messergebnisse zur Kalibrierung des Prandtl-Rohres

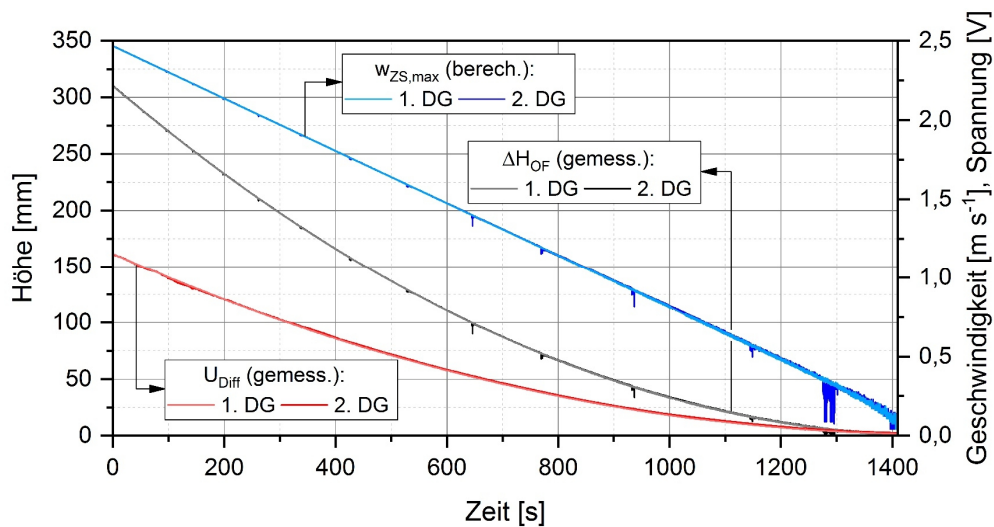


Abbildung A.5: Verläufe von Höhe des Füllstands, Ausflussgeschwindigkeit und Spannung am Differenzdrucksensor über der Zeit

Der zeitliche Verlauf der Höhe des Füllstands im Behälter, der aus Gleichung 6-7 berechneten Ausflussgeschwindigkeit  $w_{ZS,max}$  und der mittels Differenzdrucksensor gemessenen Spannung  $U_{Diff}$  (inklusive Nullpunktverschiebung) ist in Abbildung A.5 dargestellt. Abbildung A.6 zeigt den Zusammenhang zwischen der Ausflussgeschwindigkeit  $w_{ZS,max}$  und der mittels Differenzdrucksensor gemessenen Spannung  $U_{Diff}$ .

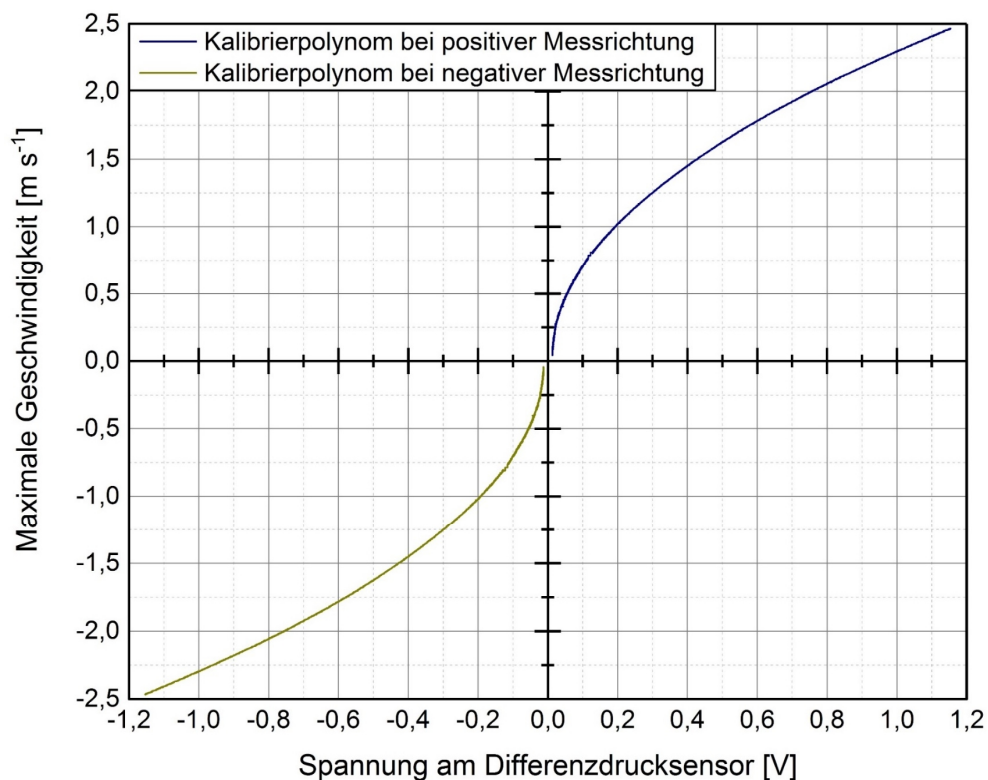


Abbildung A.6: Verlauf des Kalibrierpolynoms bei positiver und negativer Messrichtung

### A.6.3 Geschwindigkeitsverläufe in der Zulaufstrecke

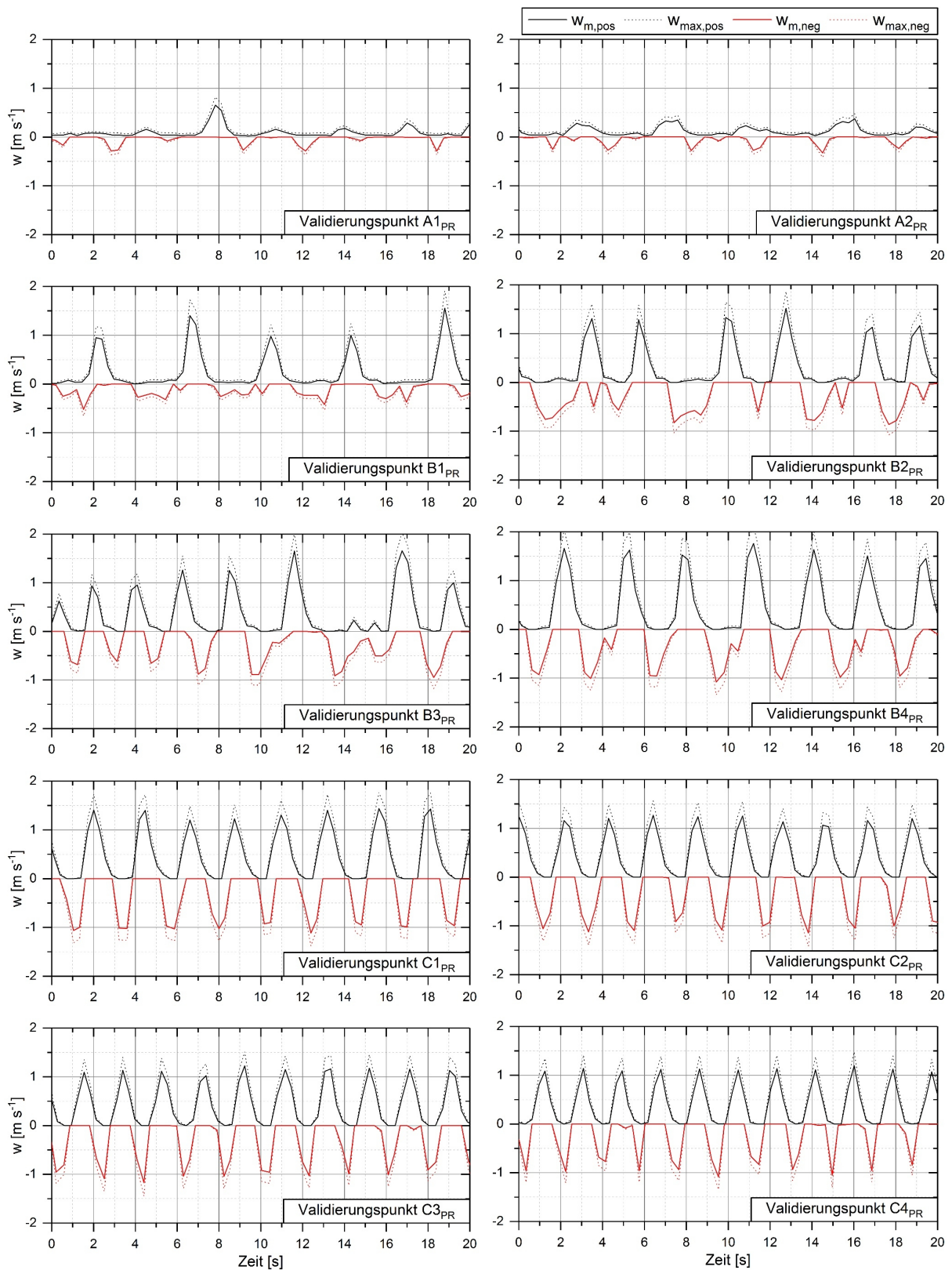


Abbildung A.7: Zeitliche Geschwindigkeitsverläufe der Validierungspunkte A1<sub>PR</sub> – C4<sub>PR</sub>

Validierungspunkt	$w_{m,pos,max,99\%}$ [m s <sup>-1</sup> ]	$w_{m,neg,99\%,max}$ [m s <sup>-1</sup> ]
A1 <sub>PR</sub>	0,44	-0,33
A2 <sub>PR</sub>	0,88	-0,32
B1 <sub>PR</sub>	1,53	-0,50
B2 <sub>PR</sub>	1,61	-0,86
B3 <sub>PR</sub>	1,71	-0,97
B4 <sub>PR</sub>	1,74	-1,04
C1 <sub>PR</sub>	1,49	-1,12
C2 <sub>PR</sub>	1,31	-1,12
C3 <sub>PR</sub>	1,23	-1,11
C4 <sub>PR</sub>	1,18	-1,03

Tabelle A.4: Maximale Werte der mittleren Geschwindigkeit in positiver und negativer Messrichtung von 99 % aller Messwerte

## A.7 Frequenzanalyse

### A.7.1 Zeit und Frequenzbereich von Messpunkt B2.2<sub>FFT</sub> und C2<sub>FFT</sub>

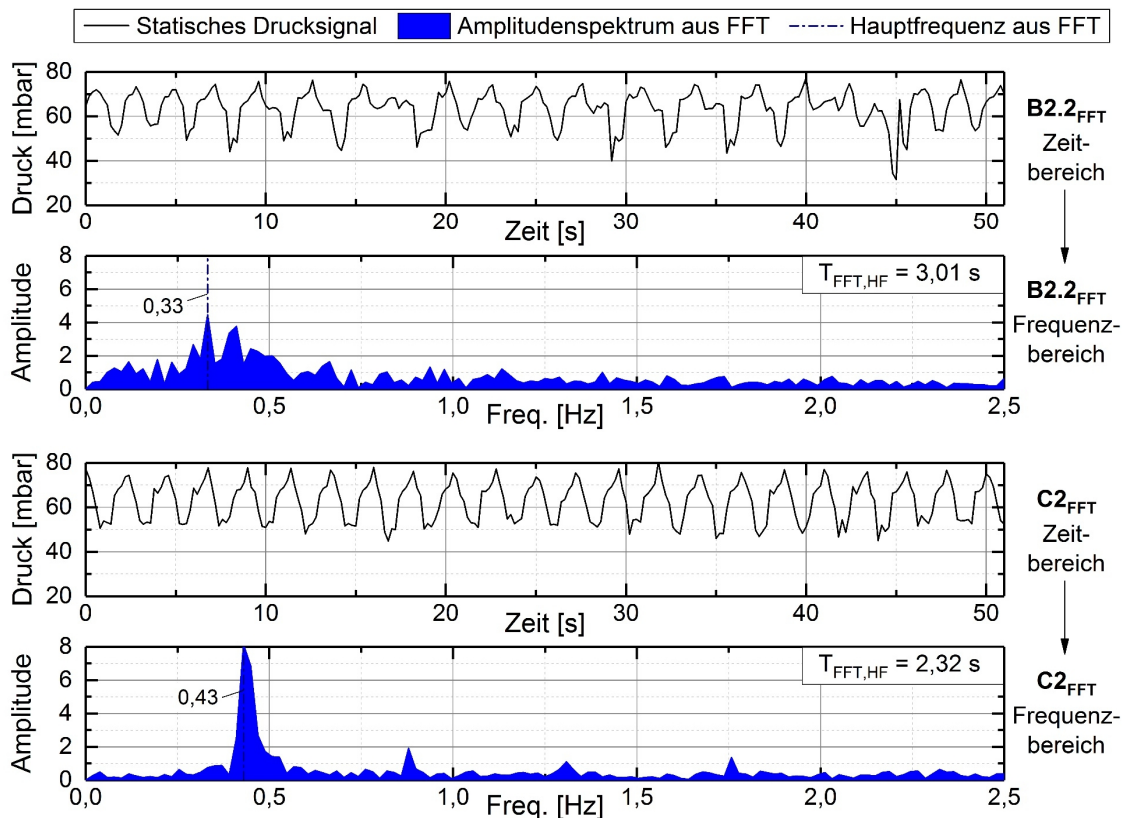


Abbildung A.8: Zeit- und Frequenzbereich des statischen Druckes von den Messpunkten B2.2<sub>FFT</sub> und C2<sub>FFT</sub>

## A.7.2 Dauer der Flüssigkeitsförderung am Förderrohr Austritt

Messpunkt	A1 <sub>FFT</sub>	A2 <sub>FFT</sub>	B1 <sub>FFT</sub>	B2 <sub>FFT</sub>	C1 <sub>FFT</sub>	C2 <sub>FFT</sub>	C3 <sub>FFT</sub>
$T_{FFT,HF}$ [s]	2,84	3,66	3,94	3,01	2,56	2,32	2,13
$T_{oA,m}$ [s]	6,02	3,49	3,70	2,16	2,40	-	1,98
$ \Delta T  = \Delta T_{oA,m} - T_{FFT,HF}$ [s]	3,18	0,17	0,24	0,85	0,16	-	0,15
$T_{oA,min}$ [s]	4,88	3,28	1,24	1,04	2,16	-	1,80
$T_{oA,max}$ [s]	6,96	3,80	4,84	3,12	2,72	-	2,20
Größte absolute Abweichung von $T_{oA,m}$ [s]	1,14	0,31	2,46	1,12	0,32	-	0,22
Größte relative Abweichung von $T_{oA,m}$ [%]	18,9	8,9	66,5	51,9	13,3	-	11,1
$\Delta t_{oA,m,ausström}$ [s]	0,54	0,39	0,61	0,89	1,12	-	1,35
$\Delta t_{oA,min,ausström}$ [s]	0,44	0,28	0,20	0,16	0,68	-	1,12
$\Delta t_{oA,max,ausström}$ [s]	0,84	0,60	1,48	1,88	1,48	-	1,56
Größte absolute Abweichung von $\Delta t_{oA,m,ausström}$ [s]	0,30	0,21	0,87	0,99	0,44	-	0,23
Größte relative Abweichung von $\Delta t_{oA,m,ausström}$ [%]	55,6	53,8	142,6	111,2	39,3	-	17,0

Tabelle A.5: Perioden- sowie Ausströmdauer der Flüssigkeit am Austritt des Förderrohres

## A.8 Einfluss von Rohreinbauten in der Zulaufstrecke

### A.8.1 Widerstandsbeiwert bei stetiger Querschnittserweiterung

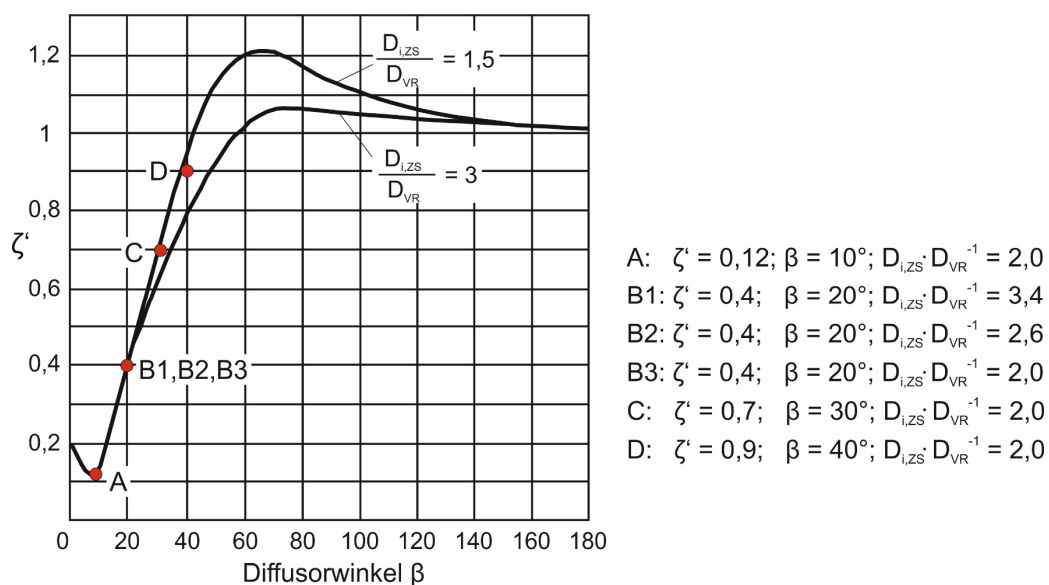


Abbildung A.9: Widerstandsbeiwert  $\zeta'$  in Abhängigkeit vom Diffusorwinkel und Durchmesser Verhältnis, in Anlehnung an [43] bzw. [64]

### A.8.2 Förderkennlinien und Reproduzierbarkeit bei Düse „Dü-20-5“

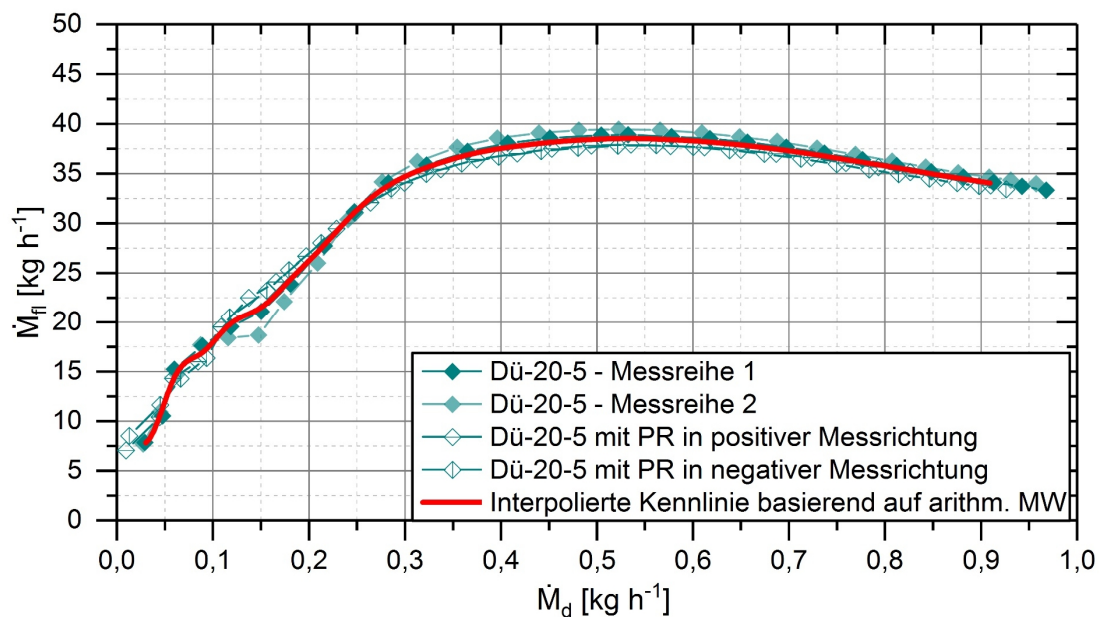


Abbildung A.10: Gemessene Förderkennlinien bei punktueller Beheizung mit eingebauter Düse „Dü-20-5“ unter konstanten Versuchsbedingungen sowie gleichem Aufbau und mittels Spline-Interpolation erstellte Förderkennlinie basierend auf den arithmetischen Mittelwerten

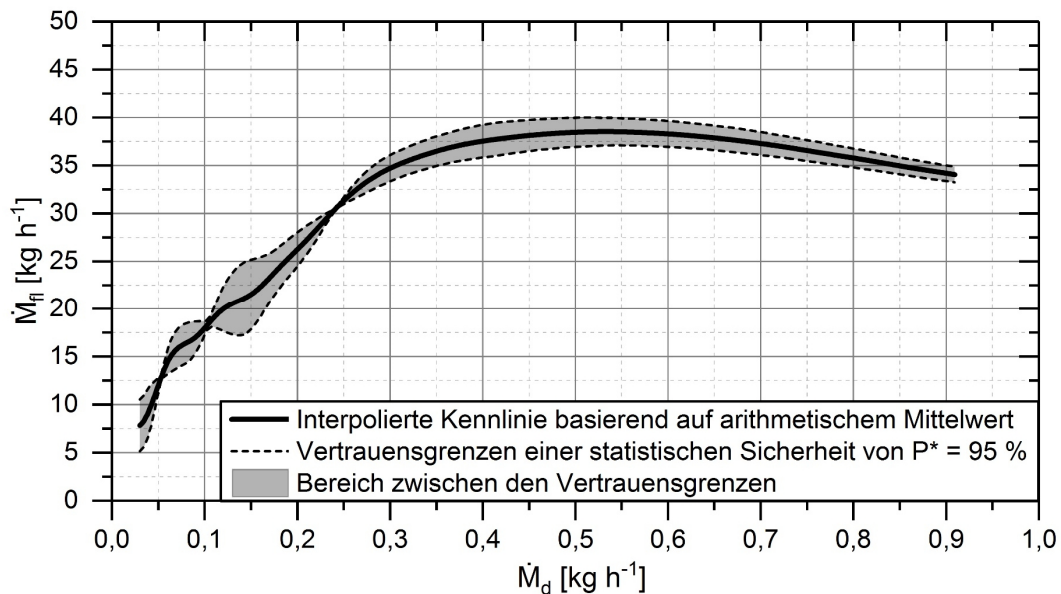


Abbildung A.11: Interpolierte Förderkennlinie bei punktueller Beheizung mit eingebauter Düse „Dü-20-5“ basierend auf dem arithmetischen Mittelwert mit Vertrauensgrenzen einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95\%$

Die Ermittlung der Vertrauensgrenze erfolgt analog zu Kapitel 4.2.2. Die Messwerte  $x_i$  werden über einen Bereich des Dampfmassenstroms von  $0,03 \text{ kg h}^{-1} \leq \dot{M}_d \leq 0,91 \text{ kg h}^{-1}$  in Inkrementen von  $\Delta \dot{M}_d = 0,001 \text{ kg h}^{-1}$  mittels Spline-Interpolation ermittelt.

Mit einer Anzahl an Messreihen von  $n = 4$  geht der Korrekturfaktor, der zur Berechnung der Vertrauensgrenze benötigt wird, aus der linearen Interpolation zwischen der Messwertanzahl von  $n = 3$  und  $n = 5$  hervor (vgl. Tabelle A.1). Mit einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95\%$  ergibt der Korrekturfaktor 3,69. Die Vertrauensgrenze berechnet sich nach den Gleichungen 4-22 bis 4-25. In Abbildung A.11 sind die Vertrauensgrenzen und die auf den arithmetischen Mittelwerten der Messwerte  $x_i$  basierte Förderkennlinie dargestellt. Die arithmetischen Mittelwerte ergeben sich anhand der mittels Spline-Interpolation erzeugten Förderkennlinien, die wiederum den in Abbildung A.10 dargestellten gemessenen Förderkennlinien zu Grunde liegen.

### A.8.3 Variation des Förderrohrinnendurchmessers bei eingebauter Düse

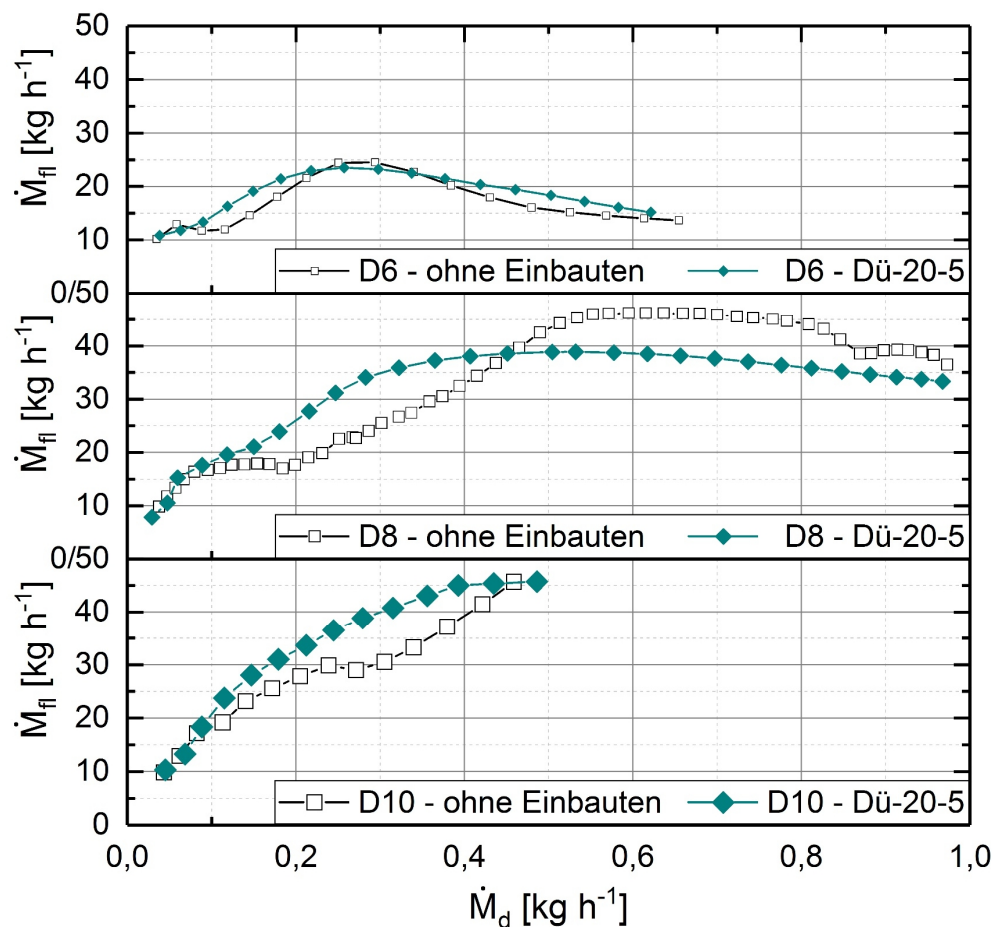


Abbildung A.12: Förderkennlinien bei variiertem Förderrohrinnendurchmesser



#### A.8.4 Temperaturen in der Zulaufstrecke bei Rohreinbauten

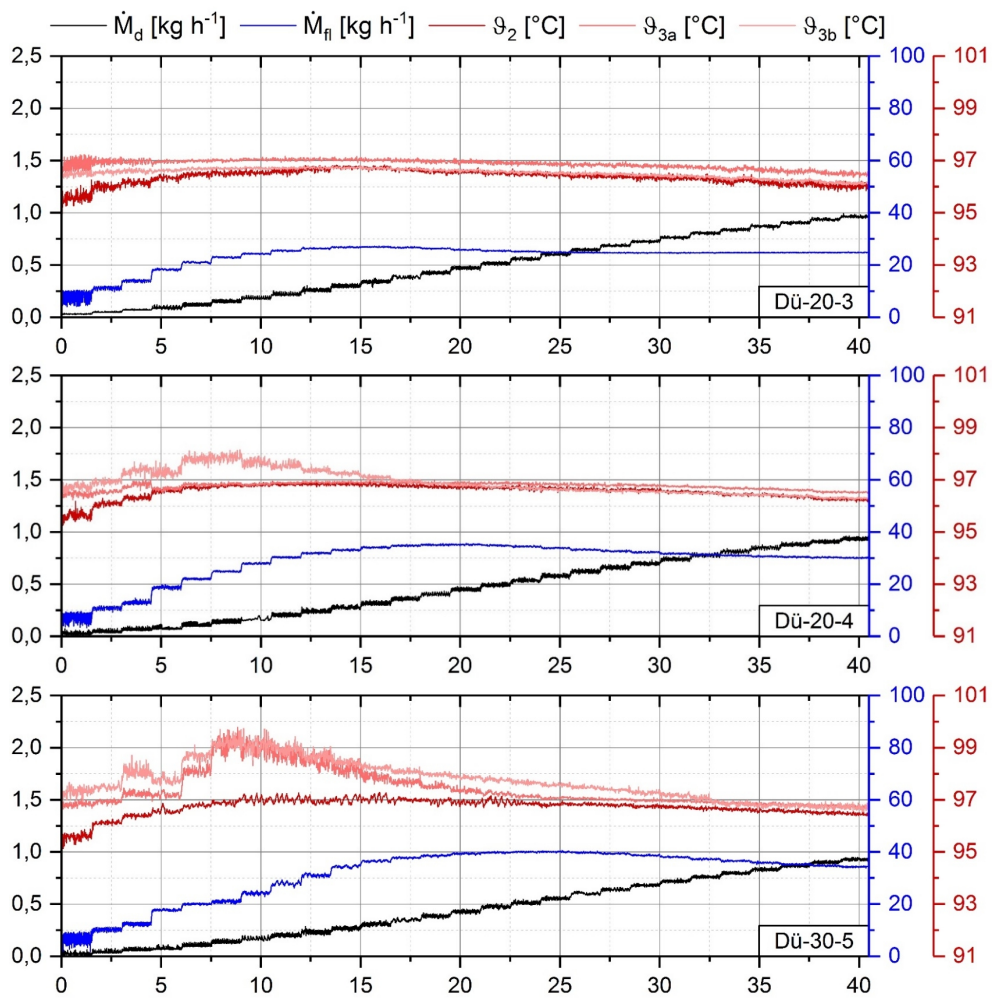


Abbildung A.13: Vergleich der gemessenen Temperaturen in der Zulaufstrecke bei den Messreihen „Dü-20-3“, „Dü-20-4“ und „Dü-30-5“ inklusive Dampf- und Flüssigkeitsmassenstrom

## A.9 Neue Beheizungskonzept für thermisch angetriebene DAKMs

### A.9.1 Prozessschema der DAKM mit neuem Beheizungskonzept

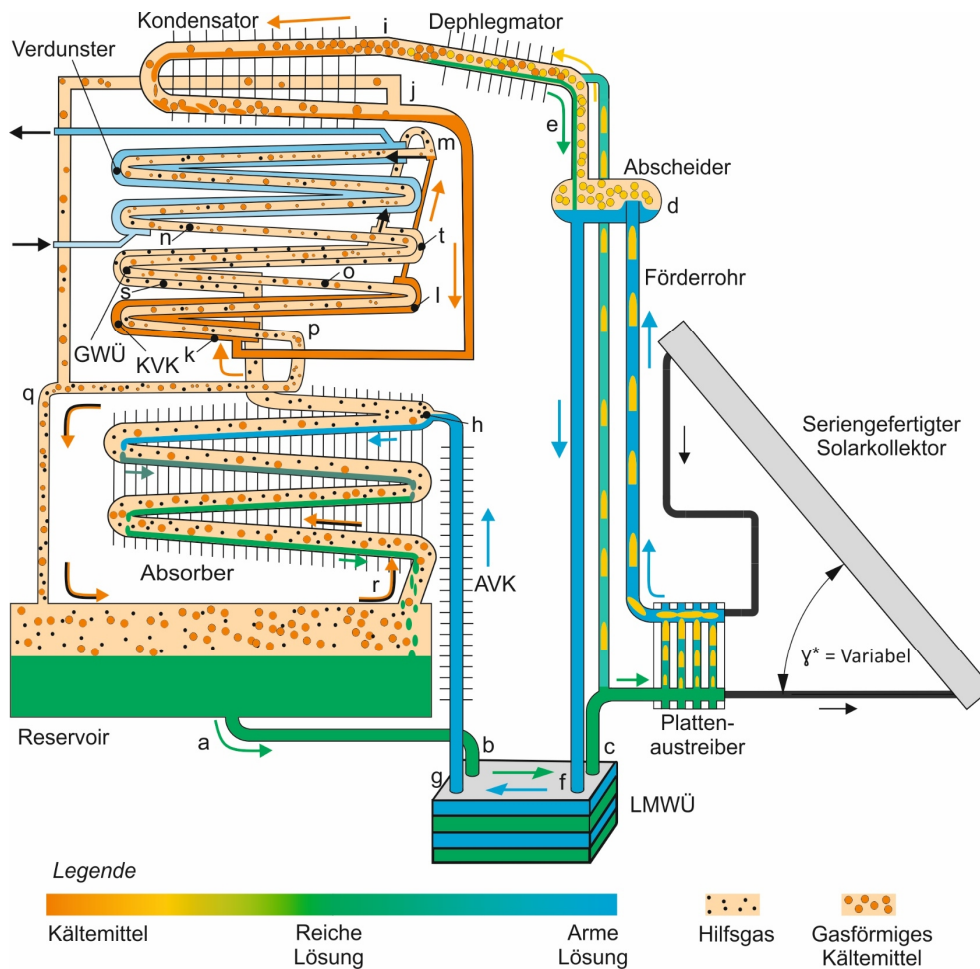


Abbildung A.14: Prozessschema der DAKM mit neuem Beheizungskonzept in Anlehnung an [15] und [68]

Die Zirkulation des Lösungsmittelkreislaufes (a bis h) hängt von der Hydrostatik und dem Dichteunterschied zwischen den beiden Säulen im Reservoir und in der Thermosiphonpumpe ab. Im Reservoir befindet sich reiche Lösung mit einer hohen Dichte (a bis b) wohingegen sich in der Thermosiphonpumpe ein Zweiphasengemisch aus armer Lösung und Ammoniakdampf mit niedriger Dichte befindet (c bis d). Im Plattenaustreiber wird durch die Beheizung mit einem externen Heizkreislauf Ammoniakdampf aus der reichen Lösung ausgetrieben. Das Zweiphasengemisch strömt in den Abscheider (d). Die arme Lösung fließt vom Abscheider (d) in den Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) (f), in welchem die arme Lösung die reiche Lösung erwärmt (f bis g). Im Absorbervorkühler (AVK) wird die arme Lösung weiter abgekühlt (g bis h). Die arme Lösung tritt nach dem AVK in den Absorber ein (h), absorbiert Ammoniakdampf und fließt als reiche Lösung ins Reservoir (r).

Der im Plattenaustreiber erzeugte Ammoniakdampf strömt vom Abscheider in den Dephlegmator (d bis e). Im Dephlegmator kondensiert das restliche Wasser nahezu vollständig sowie ein wenig Ammoniak, fließt aufgrund des Gefälles zurück und vermischt sich mit der armen Lösung (e). Somit verlässt nahezu reiner Ammoniakdampf den Dephlegmator (i). Der Ammoniakdampf wird im Kondensator durch Wärmeabgabe an die Umgebung verflüssigt (i bis j). Das flüssige Ammoniak strömt vom Kondensator (j) zum Kondensatorkühler (KVK) (k). Im KVK wird das flüssige Ammoniak unterkühlt (k bis l) und tritt in den Verdunster ein (m). Im Verdunster verdunstet das Ammoniak in die Hilfgasatmosphäre hinein und produziert Kälteleistung (m bis n).

Die Hilfgasatmosphäre am Eintritt des Verdunsters (n) besteht aus armem Gas, das ein Gemisch mit geringer Ammoniak- und hoher Heliumkonzentration ist. Am Austritt des Verdunsters (n) liegt reiches Gas mit hoher Ammoniak- und niedriger Heliumkonzentration vor. Die höhere Dichte des reichen Gases im Vergleich zum armen Gas führt dazu, dass das reiche Gas nach unten durch den Gaswärmeübertrager (GWÜ) (n bis o) und durch den KVK (o bis p) bis ins Reservoir (q bis r) strömt. Somit werden das arme Gas und das flüssige Ammoniak vorgekühlt. Das reiche Gas durchströmt den Absorber im Gegenstrom zur armen Lösung (r bis h), wobei die arme Lösung Ammoniak aus dem reichen Gas durch Wärmeabgabe an die Umgebung absorbiert. Das arme Gas steigt aufgrund dessen geringerer Dichte durch den GWÜ (s bis t) bis zum Eintritt des Verdunsters auf (m).

Des Weiteren ist ein Bypass vom LMWÜ zum Dephlegmator eingebaut (c bis e), um den Prozess zu stabilisieren. Dadurch wird sichergestellt, dass der bereits im LMWÜ ausgetriebene Ammoniakdampf den Austreiber passieren kann.

## A.9.2 Kollektorkennlinien

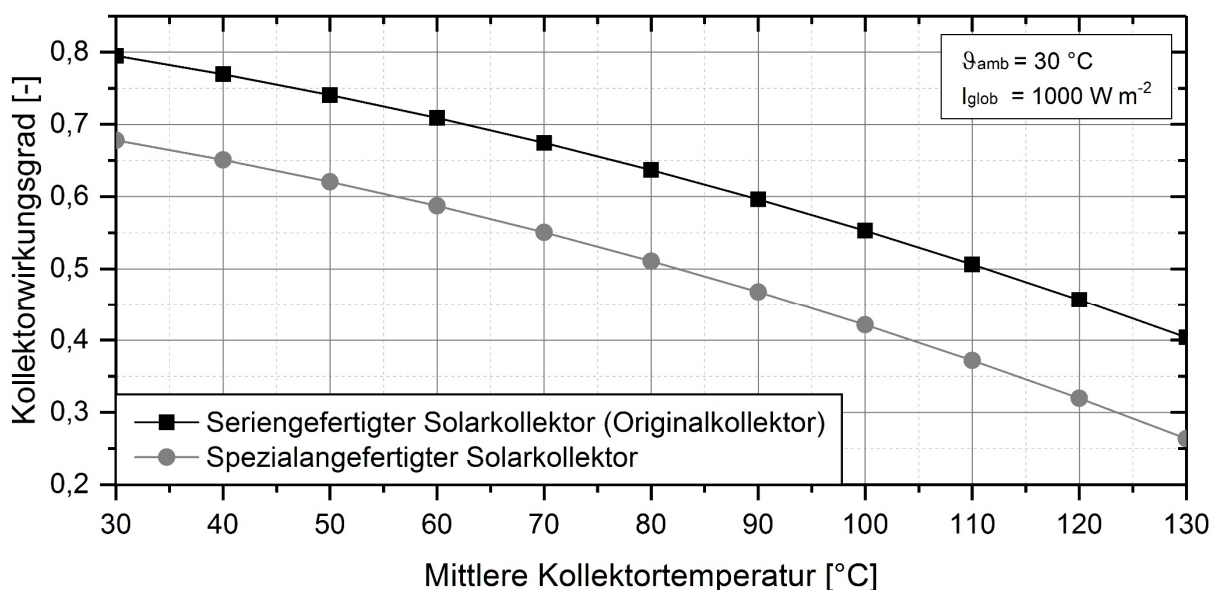


Abbildung A.15: Wirkungsgradkennlinien des seriengefertigten und spezialangefertigten Solarkollektors [15]

### A.9.3 Übergang zwischen PWÜ und Förderrohr

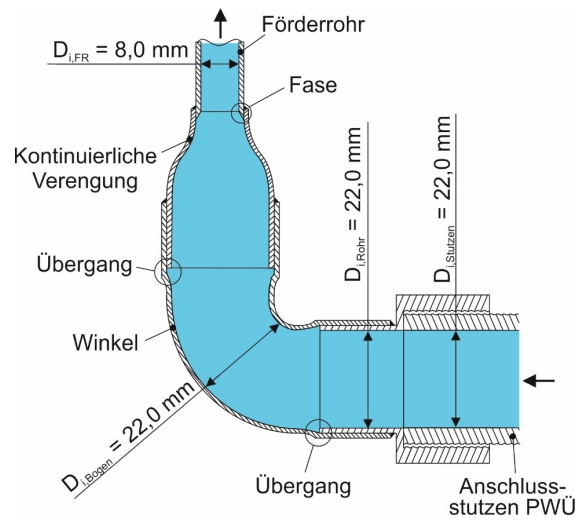


Abbildung A.16: Schematische Darstellung des Übergangs zwischen PWÜ und Förderrohr

### A.9.4 Förderkennlinien und Reproduzierbarkeit bei verschiedener Plattenstruktur

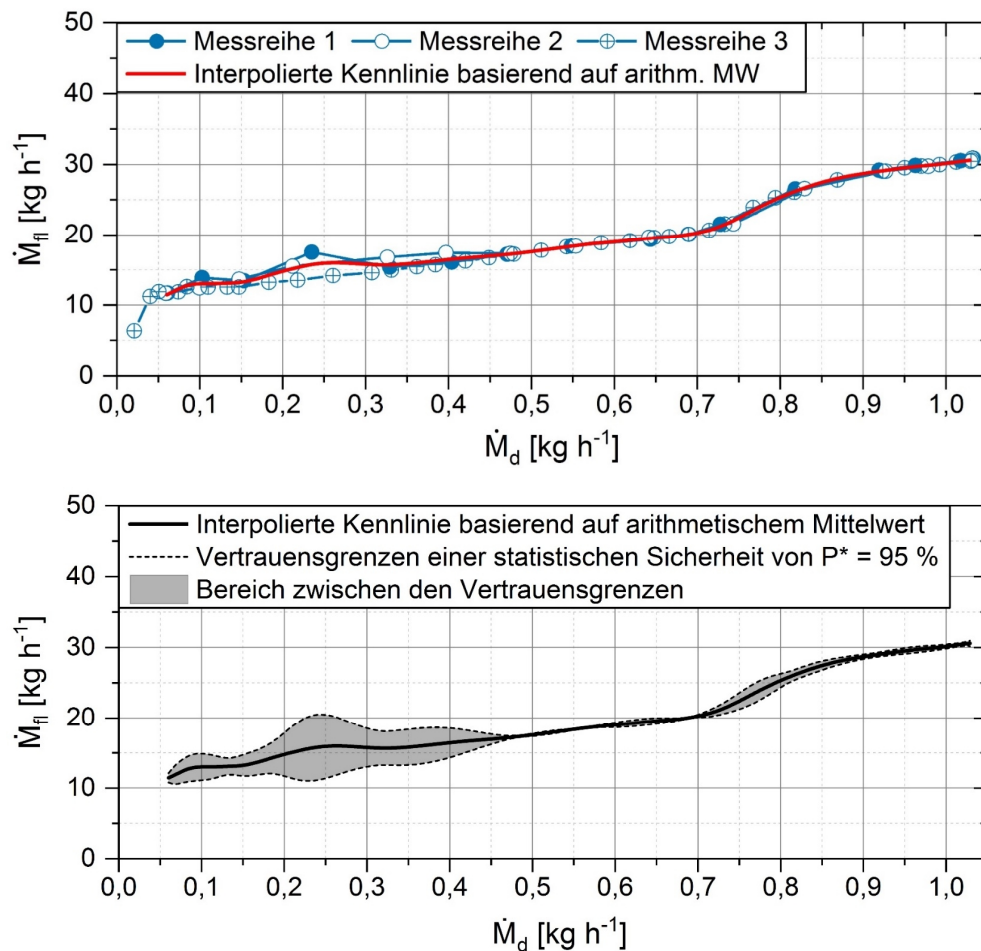


Abbildung A.17: Gemessene Förderkennlinie bei der Beheizung mittels PWÜ mit H-Plattenstruktur (oben) und mittels Spline-Interpolation erstellte Förderkennlinie basierend auf den arithmetischen Mittelwerten mit Vertrauensgrenzen bei einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95\%$  (unten)

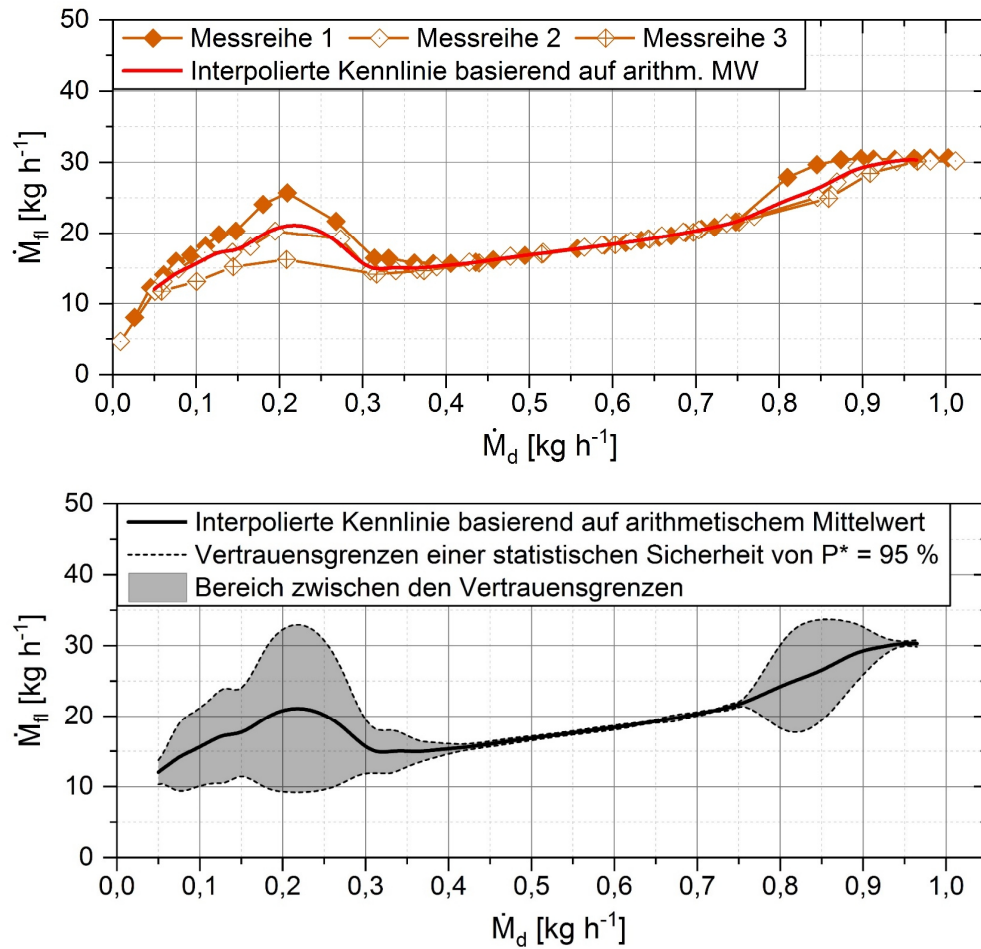


Abbildung A.18: Gemessene Förderkennlinie bei der Beheizung mittels PWÜ mit P2-Plattenstruktur (oben) und mittels Spline-Interpolation erstellte Förderkennlinie basierend auf den arithmetischen Mittelwerten mit Vertrauensgrenzen bei einer statistischen Sicherheit von  $P^* = 95\%$  (unten)

### A.9.5 Weitere untersuchte PWÜ-Konfigurationen

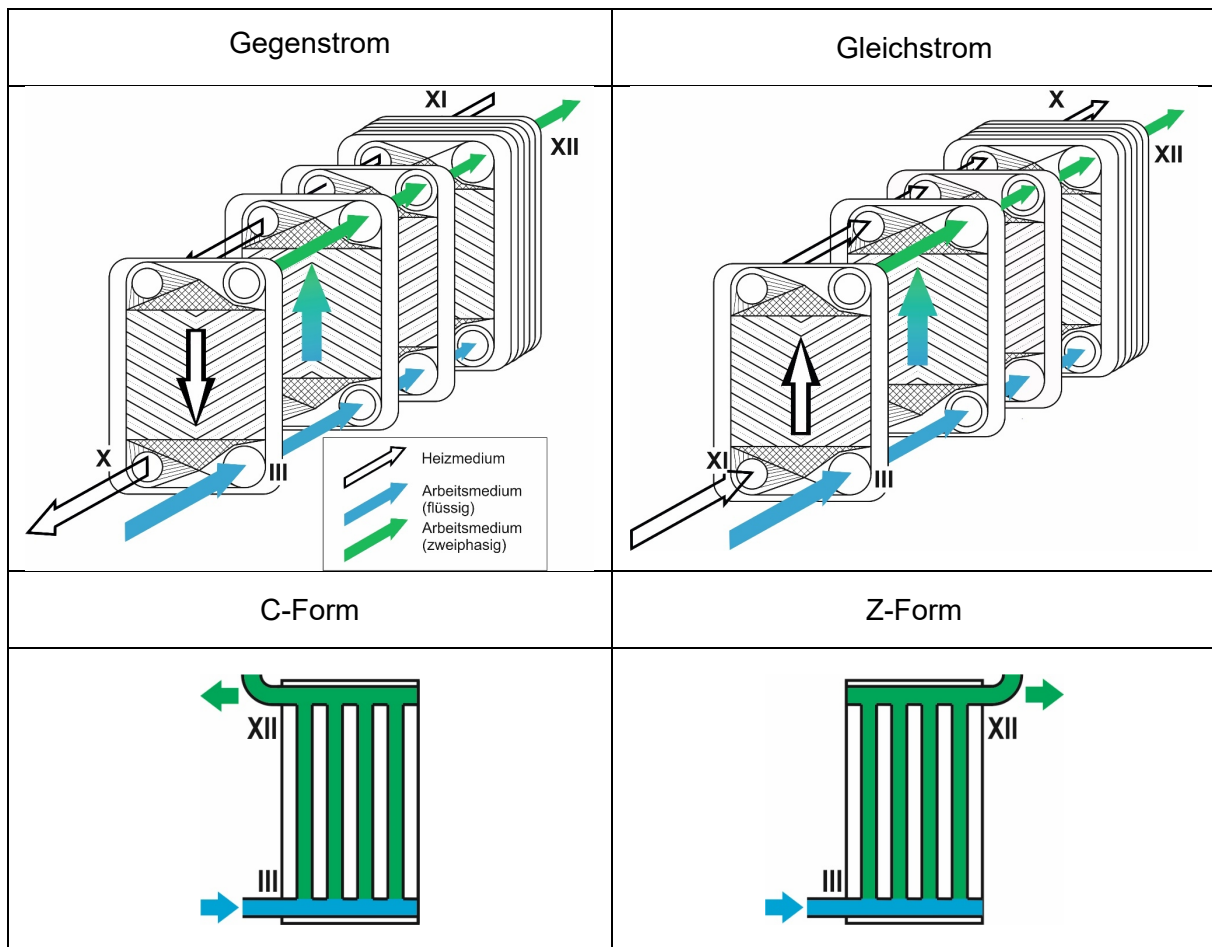


Tabelle A.6: Weitere untersuchte PWÜ-Konfigurationen hinsichtlich Strömungsart (Gegenstrom und Gleichstrom) und Strömungsführung (C-Form und Z-Form)

## A.10 Übersicht aller Messgeräte und -unsicherheiten

Messgerät	Messbereich	Maximaler Fehler der Messkette	Ausgangssignal	Typ
Thermoelemente ( $\vartheta_1 - \vartheta_{11}$ )	$-10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,02\text{ K}$	Spannung	Rössel, Typ K, $\varnothing$ 1,5 mm, Klasse 1
	$140\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,06\text{ K}$		
Coriolis-Messgerät ( $\dot{M}_{fl}$ )	$5\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,03\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,62\%$ )	Stromstärke	Endress+Hauser, Promass 63A - DN4
	$45\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,08\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,17\%$ )		
Coriolis-Messgerät ( $\dot{M}_d$ )	$0,02\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,0009\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 4,43\%$ )	Stromstärke	Siemens, Sitrans FC Mass 2100-DI1.5
	$1\text{ kg h}^{-1}$	$\pm 0,0016\text{ kg h}^{-1}$ ( $\pm 0,16\%$ )		
Relativdrucksensor ( $\Delta p_{Res}$ )	$66,7\text{ mbar}$	$\pm 0,04\text{ mbar}$ ( $\pm 0,06\%$ )	Spannung	Newport Omega, PXM409 – 170HG10V
Leistungsmessgerät ( $P_{el}$ )	$50\text{ W}$	$\pm 1,31\text{ W}$ ( $\pm 2,62\%$ )	Digital	Powertek, PA4400A AV Power
	$825\text{ W}$	$\pm 2,09\text{ W}$ ( $\pm 0,253\%$ )		
Abstandssensor ( $s$ )	$120\text{ mm}$	$\pm 1,20\text{ mm}$ ( $\pm 1,00\%$ )	Digital	Sick, UM18-218127111
	$1300\text{ mm}$	$\pm 13,00\text{ mm}$ ( $\pm 1,00\%$ )		
Differenzdrucksensor ( $\Delta p$ )	$1\text{ mbar}$	$\pm 0,123\text{ mbar}$ ( $\pm 12,27\%$ )	Spannung	Burster, 8130-4035
	$35\text{ mbar}$	$\pm 0,124\text{ mbar}$ ( $\pm 0,35\%$ )		
Differenzdrucksensor ( $\Delta p$ )	$5\text{ mbar}$	$\pm 0,251\text{ mbar}$ ( $\pm 5,01\%$ )	Spannung	Burster, 8130-4100
	$100\text{ mbar}$	$\pm 0,254\text{ mbar}$ ( $\pm 0,25\%$ )		
Differenzdrucksensor ( $\Delta p$ )	$10\text{ mbar}$	$\pm 0,701\text{ mbar}$ ( $\pm 7,01\%$ )	Spannung	Burster, 8130-4200
	$200\text{ mbar}$	$\pm 0,708\text{ mbar}$ ( $\pm 0,35\%$ )		
MID ( $\dot{V}_{PW\ddot{u},ext}$ )	$400\text{ l h}^{-1}$	$\pm 0,84\text{ l h}^{-1}$ ( $\pm 0,21\%$ )	Stromstärke	Danfoss, Magflo 1100 / 5000 – DN 6

Tabelle A.7: Messunsicherheiten und Spezifikationen aller eingesetzten Messgeräte

