

Experimentelle Untersuchung zur Intensivierung des Wärmeübergangs bei der Tropfenkondensation am modifizierten waagerechten Einzelrohr

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau

der Universität Paderborn

genehmigte

DISSERTATION

von

Daokun Dai M.Sc.

aus Qingdao

Tag des Kolloquiums: 12. Dezember 2023

Referent: *Prof. Dr.-Ing. Reiner Numrich*

Korreferent: *Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Schmid*

Für meine Familie

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Fluidverfahrenstechnik der Fakultät Maschinenbau an der Universität Paderborn. Mit großer Dankbarkeit möchte ich mich an all die Menschen wenden, die mich auf meinem Weg zur erfolgreichen Promotion unterstützt und begleitet haben. Ohne ihre wertvolle Hilfe und Ermutigung wäre diese Reise nicht möglich gewesen.

Mein tief empfundener Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Reiner Numrich, meinem Doktorvater und ersten Gutachter, für seine langjährige Unterstützung, die weit über die wissenschaftliche Betreuung hinausging. Seine wegweisenden Ratschläge haben nicht nur meine Forschung, sondern auch meinen Lebensweg maßgeblich geprägt.

Ein herzliches Dankeschön geht an den zweiten Gutachter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Schmid, für seine gründliche Begutachtung und wertvollen Anmerkungen.

Mein aufrichtiger Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Eugeny Kenig, der nicht nur als Mitglied der Promotionskommission fungierte, sondern auch als Lehrstuhlinhaber optimale Arbeitsbedingungen ermöglichte.

Ein weiterer Dank geht an Frau Prof. Dr. Tina Kasper als Vorsitzende des Promotionskommission für ihre Unterstützung während des gesamten Promotionsprozesses.

Ich möchte dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung im Rahmen des ZIM-Programms (Förderkennzeichen: ZF4032923ST7) danken. Weiterhin bedanke ich mich bei allen beteiligten Kollegen vom Lehrstuhl „Coatings, Materials & Polymers“ der Universität Paderborn und von der HATEC HAAG GmbH für die gute Kooperation.

Ein besonderes Lob und tiefen Dank richte ich an Herrn Norbert Krause für seine hervorragende technische Unterstützung und die fruchtbaren fachlichen Diskussionen, die einen bedeutenden Beitrag zu meiner experimentellen Forschungsarbeit geleistet haben. Ebenso gebührt Herrn Franz Kapla (†), Herrn Lukas Degner, Herrn Kai Ingo Overkott, Frau Elena Sabanov und Herrn Klaus-Dieter Beckmann mein herzlicher Dank für ihre wertvolle technische Unterstützung.

Ein spezieller Dank geht an Frau Stefanie Förstermann für ihr sorgfältiges Korrekturlesen, das zur sprachlichen Präzision meiner Arbeit beigetragen hat.

Abschließend möchte ich meiner Familie für ihre bedingungslose Liebe und Unterstützung danken. Ihr Rückhalt hat mir die Kraft gegeben, diese akademische Herausforderung zu meistern.

Es erfüllt mich mit außerordentlicher Freude und Ehre, meine Dankbarkeit gegenüber jeder einzelnen Person auszudrücken. Diese Dankbarkeit wird für immer in meinem Herzen bleiben.

Kurzfassung

Zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation von Wasserdampf wurde die Oberfläche der Wärmeübertrager-Rohre aus Edelstahl mit geeigneten hydrophoben Beschichtungen modifiziert, um eine verbesserte Tropfenkondensation zu erzielen. Durch erfolgreiche Erzeugung einer homogenen und dünnen hydrophoben PTFE-Beschichtung auf der Oberfläche eines waagerechten Einzelrohrs aus Edelstahl, konnte unter industriell ähnlichen Bedingungen eine langzeitstabile Tropfenkondensation am Kondensatorrohr über einen Zeitraum von mehr als 200 Stunden aufrechterhalten werden. Das Kondensationsverhalten auf der Außenseite des modifizierten Einzelrohrs wurde in einer dafür konzipierten Versuchsanlage experimentell untersucht. Die Ergebnisse zeigen eine signifikante Intensivierung der Wärmeübertragung, wobei der Wärmedurchgangskoeffizient durch den Einsatz dieser PTFE-Beschichtung um 10 % – 15 % erhöht werden konnte.

Abstract

To enhance heat transfer during the process of steam condensation, the surface of the stainless-steel heat exchanger tubes was modified with suitable hydrophobic coatings, to achieve improved dropwise condensation. A homogeneous and thin hydrophobic PTFE-Coating was successfully applied on the surface of a horizontal stainless-steel single tube, maintaining long-term stable dropwise condensation at the condenser tube under industrially similar conditions for more than 200 hours. The condensation behavior on the outer surface of the modified single tube was experimentally investigated in the specifically designed test setup. The results show a significant enhancement of heat transfer, with the use of this PTFE-Coating resulting in an increase of the heat transfer coefficient by 10 % – 15 %.

Vorveröffentlichungen

Zeitschriftenartikel

D. Dai, E.Y. Kenig, R. Numrich, Experimentelle Untersuchung der Tropfenkondensation am chemisch modifizierten Edelstahl-Draillrohr, *Chem. Ing. Tech.*, 2022, 94 (6), 905–911. DOI: 10.1002/cite.202100176

Konferenzbeiträge

D. Dai, R. Numrich, Wärmeübertragung bei der Tropfenkondensation an chemisch behandelten Edelstahl-Oberflächen, Poster, Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung, 2021, Online-Event.

D. Dai, Dezentrale Monoverwertung von kommunalem Klärschlamm durch Pyrolyse, Vortrag, 7. VDI-Fachkonferenz Klärschlammbehandlung, 2016, München.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung und wissenschaftliche Fragestellung.....	1
2. Theoretische Grundlagen und technische Bedingungen.....	4
2.1. Theoretische Grundlagen der Wärmeübertragung bei der Kondensation.....	4
2.1.1. Außenseitiger Wärmeübergang bei der Kondensation.....	6
2.1.2. Wärmeleitung durch die kreiszylindrische Rohrwand	7
2.1.3. Innenseitiger Wärmeübergang bei einphasig durchströmten Rohren.....	8
2.2. Technische Maßnahmen zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation	9
2.3. Technische Bedingungen zur Erzeugung von Tropfenkondensation.....	12
2.3.1. Theoretische Grundlagen der Oberflächeneigenschaften	12
2.3.2. Technische Maßnahmen und Bedingungen zur Erzeugung von Tropfenkondensation an Metalloberflächen	15
2.3.3. Auswahl des Beschichtungsmaterials zur Erzeugung von Tropfenkondensation an Edelstahloberflächen.....	16
3. Versuchsaufbau.....	21
4. Versuchsdurchführung.....	26
4.1. Kalibrierung	26
4.2. Anfahrprozess und Entlüftungskonzept	29
4.3. Einsatz eines Statischen Mischers	29
5. Auswertungsmethode und Validierung.....	31
6. Ergebnisse und Diskussion.....	37
6.1. PDMS-System.....	37
6.2. Sol-Gel-System	38
6.3. Polysilazan-System.....	40
6.4. PTFE-System	41
7. Zusammenfassung und Ausblick	52
Anhang I: Fallbeispiel zur Wärmeübertragung bei der Kondensation in einer industriellen Anwendung	I
Anhang II: Eingesetzte MSR-Komponenten	III
Symbolverzeichnis	V
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	X
Literaturverzeichnis	XI

1. Einleitung und wissenschaftliche Fragestellung

Kondensation ist ein grundlegender physikalischer Prozess, bei dem der Aggregatzustand eines Mediums von dampf- oder gasförmig zu flüssig übergeht, wenn die Temperatur unter dem Sättigungspunkt liegt. Im Zuge dessen kann eine Menge Energie in Form von Wärme transportiert werden. Die Kondensation ist sowohl in der Natur als auch in der Technik von großer Bedeutung. In der Natur entstehen der Wasserkreislauf und viele Wetterphänomene wie zum Beispiel Niederschlag, Nebel und Wolken durch die Kondensation von Wasserdampf aus der Atmosphäre. In vielen verfahrenstechnischen Anwendungen spielt die Kondensation ebenfalls eine wichtige Rolle wie zum Beispiel in Dampfkraftwerken zur Energieerzeugung, in Destillationsanlagen zur Meerwasserentsalzung und in Kältemaschinen zur Klimatisierung.

Für industrielle Anwendungen wird zumeist ein Kondensator eingesetzt, um den Dampf vom Kühlmedium räumlich zu trennen. Ein Beispiel hierfür ist der Turbinenkondensator in Dampfkraftwerken, wie in Abbildung 1 schematisch dargestellt. In der Regel wird der Turbinenkondensator als Rohrbündel-Wärmeübertrager eingesetzt. Die Wärmeübertrager-Rohre werden innenseitig durch Kühlwasser gekühlt, während der Wasserdampf an der gekühlten Rohraußenfläche kondensiert wird. Das Kondensat wird gesammelt und weiter im Dampfkreislauf geführt.

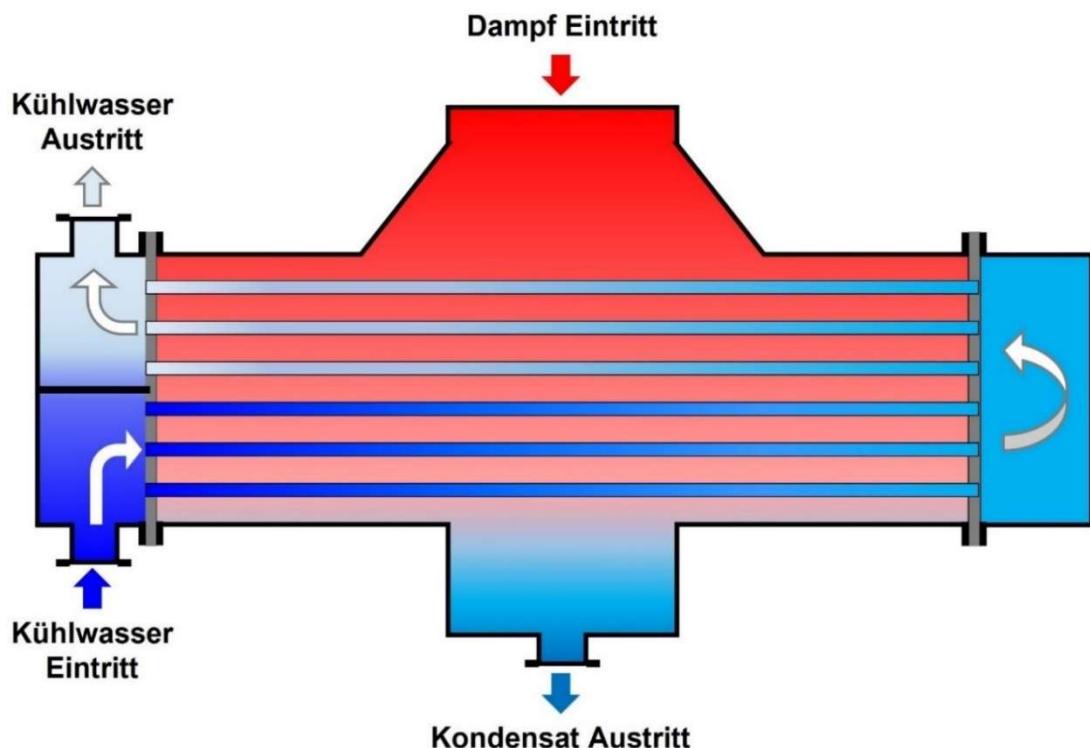


Abbildung 1: Prinzipschema eines industriellen Turbinenkondensators.

Eine bessere Wärmeübertragung für einen Kondensator kann bei gegebener Wärmeleistung die benötigte Wärmeübertragungsfläche verkleinern, was zu einer Kostenreduzierung durch Einsparung von Material- und Platzbedarf führt. Für einen vorhandenen Kondensator kann dadurch die Grädigkeit (die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser) verringert werden, was z.B. für einen Turbinenkondensator eine Verbesserung des gesamten Wirkungsgrades für ein Dampfkraftwerk bedeutet [1].

Gemäß den Daten des Umweltbundesamts leistet die Energieerzeugung in Deutschland mit einem Anteil von etwa 40 % den mit Abstand größten Beitrag zu den gesamten CO_2 -Emissionen [2]. Etwa 85 % der weltweiten Energieerzeugungsanlagen verwenden Dampfkondensatoren [3]. Der Einsatz effizienter Kondensatoren kann daher einen erheblichen Beitrag zur Reduzierung der CO_2 -Emissionen bzw. zur Bekämpfung des Klimawandels leisten. Daraus ergibt sich die Hauptmotivation dieser Arbeit, die technischen Lösungsansätze für die folgenden Fragestellungen zu entwickeln:

- Wie kann die Wärmeübertragung bei der Kondensation intensiviert werden?
- Wie kann die Effizienz eines Kondensators mit waagrechten Rohren erhöht werden?
- Welche technischen Maßnahmen sind dazu für eine langfristige und wirtschaftliche industrielle Anwendung geeignet?

Um diese Fragen zu beantworten, werden in der vorliegenden Arbeit zunächst die theoretischen Grundlagen und die technischen Bedingungen in Kapitel 2 beschrieben. Basierend auf dem Berechnungsverfahren der Wärmeübertragung in Kapitel 2.1 werden die technischen Maßnahmen zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation diskutiert (Kapitel 2.2), wobei sich herausgestellt hat, dass die Wärmeübertragung bei der Kondensation durch Tropfenkondensation an modifizierten Oberflächen intensiviert werden kann [4]. Zahlreiche Arbeiten belegen die Intensivierung der Wärmeübertragung durch den Einsatz von hydrophoben Beschichtungen an der Kondensationsfläche [5] [6] [7] [8]. Allerdings gibt es Schwierigkeiten, eine langzeitstabile Tropfenkondensation unter industriellen Bedingungen, insbesondere an der Edelstahloberfläche, zu erzeugen [3] [5]. Unter Berücksichtigung der Bedingungen und Herausforderungen zur Erzeugung der Tropfenkondensation (Kapitel 2.3) werden geeignete Beschichtungsmaterialien für die vorliegende Arbeit auf Grundlage der Literaturrecherche ausgewählt und für die

Anwendung optimiert (Kapitel 2.3.3). In der dafür konzipierten Versuchsanlage (Kapitel 3) werden Wärmeübertragerrohre mit verschiedenen Beschichtungen hinsichtlich ihres Kondensationsverhaltens von Wasserdampf, wie in Kapitel 4 beschrieben, experimentell untersucht. Die Untersuchungsergebnisse werden wie in Kapitel 5 beschrieben ausgewertet und anschließend in Kapitel 6 dargestellt und diskutiert. Abschließend gibt es in Kapitel 7 eine Zusammenfassung und ein Ausblick auf die Arbeit.

2. Theoretische Grundlagen und technische Bedingungen

2.1. Theoretische Grundlagen der Wärmeübertragung bei der Kondensation

Um die Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation zu diskutieren, muss der Vorgang des Wärmetransports dabei zunächst genau betrachtet werden. Wie in Abbildung 1 dargestellt, besteht das Rohrbündel eines Kondensators aus wiederholenden identischen Einzelrohren, daher wird die Betrachtung zunächst auf ein waagrechtes Einzelrohr fokussiert. Abbildung 2 zeigt einen typischen Temperaturverlauf bei der Kondensation an einem waagrechten Einzelrohr.

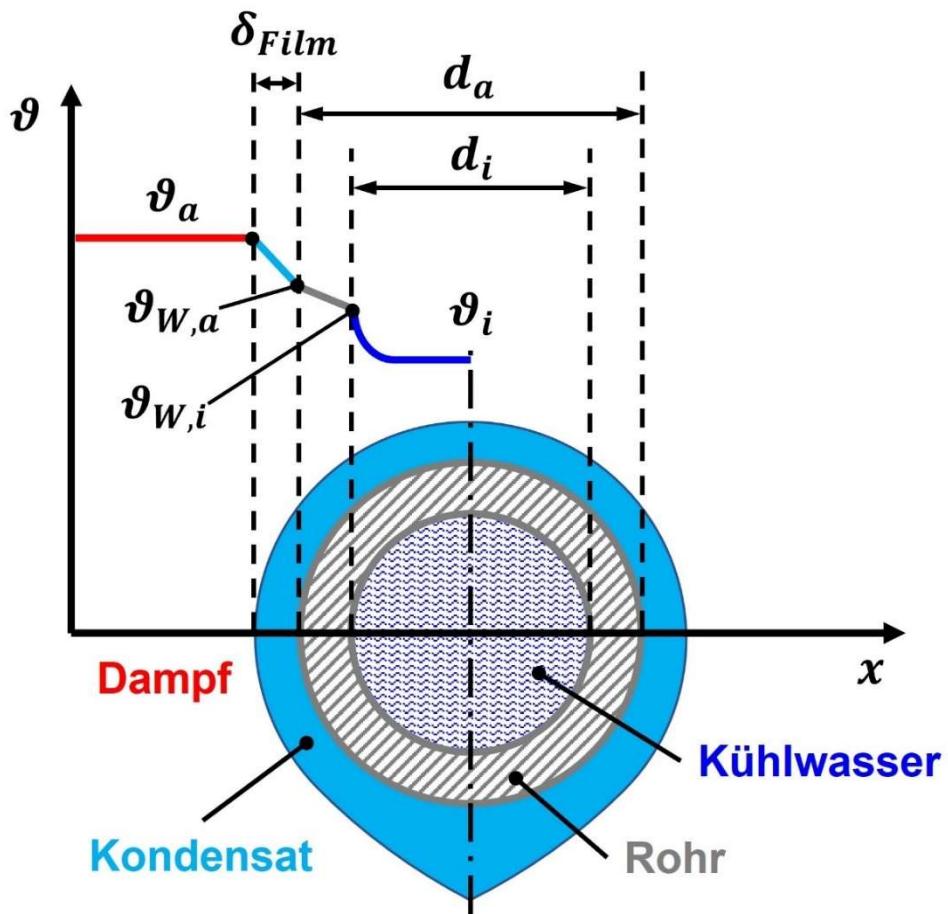


Abbildung 2: Temperaturverlauf bei der Kondensation an einem waagrechten Einzelrohr.

Die Übertragung der Wärmeleistung \dot{Q} von Sattdampf eines Reinstoffes durch eine Rohrwand mit der Fläche A an Kühlwasser erfolgt durch eine Kombination aus Wärmeleitung und konvektiver Wärmeübertragung. Dieser Prozess wird als Wärmedurchgang bezeichnet und durch den Wärmedurchgangskoeffizient k charakterisiert, der gemäß VDI-Wärmeatlas [8] berechnet werden kann. Dabei gilt:

$$\dot{Q} = k A \Delta\vartheta_{log} \quad (1)$$

wobei $\Delta\vartheta_{log}$ die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem heißen und kalten Medium ist. Für den speziellen Fall, dass die Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers jeweils $\vartheta_{W,ein}$ und $\vartheta_{W,aus}$ betragen und die Sättigungstemperatur des Dampfs ϑ_D konstant bleibt, kann $\Delta\vartheta_{log}$ wie folgt berechnet werden:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{(\vartheta_D - \vartheta_{W,ein}) - (\vartheta_D - \vartheta_{W,aus})}{\ln \frac{(\vartheta_D - \vartheta_{W,ein})}{(\vartheta_D - \vartheta_{W,aus})}} \quad (2)$$

Bei typischen technischen Anwendungen sind meistens die Wärmeleistung \dot{Q} und die Temperaturen vorgegeben, der Faktor $k A$ kann bei der Kondensation am waagrechten Einzelrohr durch folgende Gleichung dargestellt werden:

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{\alpha_a A_a} + \frac{1}{\frac{\lambda}{s} A_m} + \frac{1}{\alpha_i A_i} \quad (3)$$

wobei α der Wärmeübergangskoeffizient, λ die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand und s die Rohwandstärke ist.

Es besteht eine Analogie zwischen Elektrizitäts- und Wärmelehre. Das ohmsche Gesetz in der Elektrizitätslehre besagt, dass die Menge des elektrischen Stroms I proportional zur Triebkraft Spannung U und umgekehrt proportional zum elektrischen Widerstand R_{el} ist, wie in folgender Gleichung dargestellt:

$$I = \frac{U}{R_{el}} \quad (4)$$

Analog dazu ist die Wärmeleistung \dot{Q} proportional zur Triebkraft Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ und umgekehrt proportional zum Wärmewiderstand R , wie in folgender Gleichung dargestellt werden kann:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta\vartheta}{R} \quad (5)$$

Für den vorliegenden Fall gemäß Gl. (1) gilt der gesamte Wärmewiderstand:

$$R = \frac{1}{k A} \quad (6)$$

Wie in Gl. (3) beschrieben, setzt sich der gesamte Wärmewiderstand R aus drei Komponenten zusammen:

1. dem äußeren Wärmeübergangswiderstand R_a von Dampf an die Rohraußenwand:

$$R_a = \frac{1}{\alpha_a A_a} \quad (7)$$

2. dem Wärmeleitwiderstand R_W durch die kreiszylindrische Rohrwand:

$$R_W = \frac{1}{\frac{\lambda}{s} A_m} \quad (8)$$

3. dem inneren Wärmeübergangswiderstand R_i von der Rohrinnenwand an das Kühlwasser:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i A_i} \quad (9)$$

Die Berechnungsmethoden werden im folgenden Kapitel gemäß dem VDI-Wärmeatlas [8] separat dargestellt.

2.1.1. Außenseitiger Wärmeübergang bei der Kondensation

Wenn der Dampf die kalte Rohroberfläche berührt, deren Temperatur unterhalb des Sättigungspunkts liegt, kondensiert der Dampf und geht von gasförmiger Phase in flüssige Phase über. Bei diesem Phasenübergang wird eine große Menge von Wärme an die Rohroberfläche abgegeben, während die Temperatur konstant bleibt. Das Kondensat entsteht zunächst in Form von kleinen Tropfen an den Kondensationskeimen, an deren Oberflächen werden weitere Dampfmoleküle kondensiert, wodurch die Tropfen wachsen. In den meisten technischen Anwendungen ist die Kondensationsoberfläche gut benetzbar, so dass die Tropfen schnell einen zusammenhängenden Flüssigkeitsfilm bilden. Der nachströmende Wasserdampf kondensiert daher nicht an der Rohroberfläche, sondern an der Filmoberfläche [9]. Diese Art der Kondensation wird als Filmkondensation bezeichnet. Nußelt hat diesen Flüssigkeitsfilm als Wasserhaut bezeichnet und umfangreiche experimentelle Ergebnisse dazu dargestellt. Daraus kann zum Beispiel für die Kondensation am waagerechten Einzelrohr die folgende Nußelt-Korrelation abgeleitet werden:

$$Nu_{F,1} = \frac{\alpha_a \mathcal{L}}{\lambda_K} = 0,959 \left(\frac{1 - \rho_D / \rho_K}{Re_K} \right)^{1/3} \quad (10)$$

Hierbei ist λ_K die Wärmeleitfähigkeit des Kondensatfilms und \mathcal{L} die charakteristische Länge, welche definiert ist als:

$$\mathcal{L} = \left(\frac{\nu_K^2}{g} \right)^{1/3} \quad (11)$$

wobei ν_K die kinematische Viskosität des Kondensatfilms und $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ die Fallbeschleunigung ist.

Die Reynolds-Zahl des Kondensatfilms ist definiert durch:

$$Re_K = \frac{\dot{M}_K}{l \eta_K} \quad (12)$$

wobei \dot{M}_K der Kondensatmassenstrom, l die Rohrlänge und η_K die dynamische Viskosität des Kondensatfilms ist.

Somit kann der außenseitige Wärmeübergangskoeffizient α_a aus der Gl. (10) bestimmt werden.

2.1.2. Wärmeleitung durch die kreiszylindrische Rohrwand

Die Fähigkeit eines Materials, Wärme dadurch zu transportieren, wird durch seine Wärmeleitfähigkeit charakterisiert, die einen entscheidenden Einfluss auf die Wärmeleitung hat. Andere Faktoren, wie z.B. die Temperaturdifferenz sowie die Geometrie des Materials können ebenfalls die Wärmeleitung beeinflussen.

Die stationäre Wärmeleitung beschreibt den Wärmeübergang in einem homogenen Material mit konstanter Wärmeleitfähigkeit und kann für den Fall, dass die Wärme durch ein kreiszylindrisches Rohr mit der Wandstärke s transportiert wird, durch folgende Gleichung ermittelt werden:

$$\dot{Q} = \lambda A_m \frac{\Delta \vartheta}{s} = \lambda \frac{\pi l (d_a - d_i)}{\ln(d_a/d_i)} \frac{\Delta \vartheta}{(d_a - d_i)/2} = \lambda 2\pi l \frac{\Delta \vartheta}{\ln(d_a/d_i)} \quad (13)$$

wobei λ die lokale Wärmeleitfähigkeit, l die Rohrlänge und $\Delta \vartheta$ die Temperaturdifferenz zwischen der außenseitigen und innenseitigen Rohrandoberfläche ist, wie in Abbildung 2 dargestellt.

2.1.3. Innenseitiger Wärmeübergang bei einphasig durchströmten Rohren

Der Wärmeübergang bei Rohrströmungen ist von der Strömungsform abhängig. Eine turbulente Strömung mit intensiverer Fluideindurchmischung führt zu einem besseren Wärmeübergang im Vergleich zu einer laminaren Strömung. Daher ist es für die meisten industriellen Anwendungen vorteilhaft, eine voll ausgebildete turbulente Strömung zu erzeugen, um eine effektive Wärmeübertragung zu gewährleisten.

Die mittlere Nußelt-Zahl bei voll ausgebildeter turbulenter Strömung in einem Rohr über die gesamte Rohrlänge l kann durch die folgende Gleichung berechnet werden:

$$Nu_{m,turb} = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda} = \frac{(\xi/8) Re_W Pr_W}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr_W^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (14)$$

mit dem Druckverlustbeiwert für eine technisch glatte Rohroberfläche

$$\xi = [1,8 \log_{10}(Re_W) - 1,5]^{-2} \quad (15)$$

Die Reynolds-Zahl Re_W beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften und kann das Turbulenzverhalten bzw. die Arten der Strömung charakterisieren. Für die Rohrströmung ist sie definiert durch:

$$Re_W = \frac{w d_i}{\nu} \quad (16)$$

wobei w die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit, d_i der Innendurchmesser des Rohrs und ν die kinematische Viskosität des Fluids ist.

Die Prandtl-Zahl Pr_W stellt das Verhältnis von Impuls- und Wärmetransport dar und ist definiert als:

$$Pr_W = \frac{\nu}{a} \quad (17)$$

wobei ν die kinematische Viskosität und a die Temperaturleitfähigkeit des Fluids ist.

Somit kann der innenseitige Wärmeübergangskoeffizient α_i aus der Gl. (14) bestimmt werden.

Der Gültigkeitsbereich der Gl. (14) ist:

$$10^4 \leq Re_W \leq 10^6; 0,1 \leq Pr_W \leq 1000 \text{ und } d_i/l \leq 1.$$

Im Anhang I ist ein Fallbeispiel zur Wärmeübertragung bei der Kondensation in einer industriellen Anwendung dargestellt, um die Größenordnung und das Berechnungsverfahren bei der Kondensation zu veranschaulichen.

2.2. Technische Maßnahmen zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation

In den vorangegangenen Kapiteln wurde ausführlich die Wärmeübertragung und die Berechnungsverfahren bei der Kondensation beschrieben. Hierbei wurde deutlich, dass zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation im betrachteten Fall die drei Wärmewiderstände reduziert werden müssen:

1. Wärmeleitwiderstand R_W :

Gemäß Gl. (8) kann der Wärmeleitwiderstand R_W durch eine höhere Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand und eine geringere Wandstärke reduziert werden. Die Wärmeleitfähigkeit ist jedoch vom Rohrmaterial abhängig, dessen Auswahl aufgrund von Materialeigenschaften und Einsatzbedingungen meist begrenzt ist. Die mindeste Wandstärke des Rohrs ist auch wegen Festigkeits- und Fertigungsbedingungen begrenzt. Außerdem trägt R_W in der Regel nur einen geringen Anteil zum gesamten Wärmewiderstand bei, wie im Fallbeispiel im Anhang I dargestellt. Daher gibt es nur begrenztes Potenzial zur Reduzierung dieses Wärmewiderstands. Es ist jedoch wichtig zu beachten, dass die Rohre von möglichen Verschmutzungen oder Ablagerungen befreit werden sollten, um zusätzliche Wärmeleitwiderstände zu vermeiden.

2. Innerer Wärmeübergangswiderstand R_i :

Wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben, kann eine höhere Reynolds-Zahl zu einem geringeren Wärmeübergangswiderstand führen. Eine Rohrströmung mit stärkerer Turbulenz und höherer Strömungsgeschwindigkeit führt zu einer besseren Durchmischung des Mediums und somit zu einer verbesserten Wärmeübertragung. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Rohr ist jedoch begrenzt, da zu hohe Strömungsgeschwindigkeiten zu Erosionskorrosion an den Rohren führen können. Durch die Anpassung der Rohrgeometrie oder den Einsatz von Einbauten im Rohr kann die Turbulenz der Strömung ebenfalls verstärkt werden. Allerdings führt eine stärkere Turbulenz in der Regel zu einem höheren Druckverlust, was bei vielen industriellen Prozessen höhere Betriebskosten verursacht. Daher ist eine sorgfältige Abwägung zwischen Nutzen und Verlust erforderlich.

3. Äußerer Wärmeübergangswiderstand R_a :

In Kapitel 2.1.1 wurde der Prozess der Filmkondensation beschrieben. Abbildung 3 zeigt die Filmkondensation an einem waagrechten Einzelrohr.



Abbildung 3: Filmkondensation an einem waagrechten Einzelrohr.

Da der Dampf nur an der Filmoberfläche kondensieren kann, muss die von dort frei gesetzte Kondensationswärme durch die Filmschicht an die Rohrwand transportiert werden. Eine Reduktion der Filmdicke oder eine Verstärkung der Turbulenz im Film kann den Wärmewiderstand verringern. Bei ruhendem Dampf gibt es jedoch kaum Möglichkeiten, die Filmdicke zu beeinflussen. Aufgrund des in der Regel kleinen Durchmessers der Wärmeübertragerrohre wird in der dünnen Wasserhaut kaum Turbulenz erwartet. Eine Möglichkeit, die Filmdicke teilweise zu beeinflussen und das Abfließen des Kondensats zu beschleunigen, ist die geometrische Umformung der Rohroberfläche durch die Verwendung von geeigneten Profilformen oder Rippenstrukturen [10], wie in Abbildung 4 beispielhaft dargestellt.

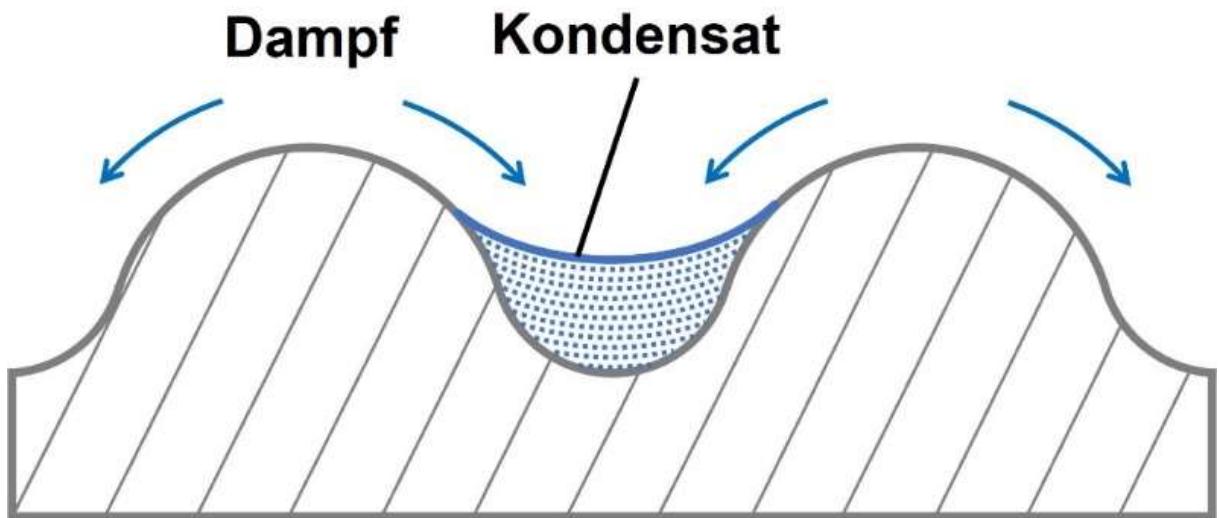


Abbildung 4: Intensivierung der Kondensation durch profilierte Oberflächen.

Die Herstellung von Profilrohren ist jedoch kostenintensiv und die Rippenstruktur ist oft empfindlich gegen Verunreinigungen in vielen Anwendungen [10], was ihre industrielle Anwendung erschwert.

Eine weitere Möglichkeit zur Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation ist die Tropfenkondensation, die bereits seit 1930 bekannt ist [4].

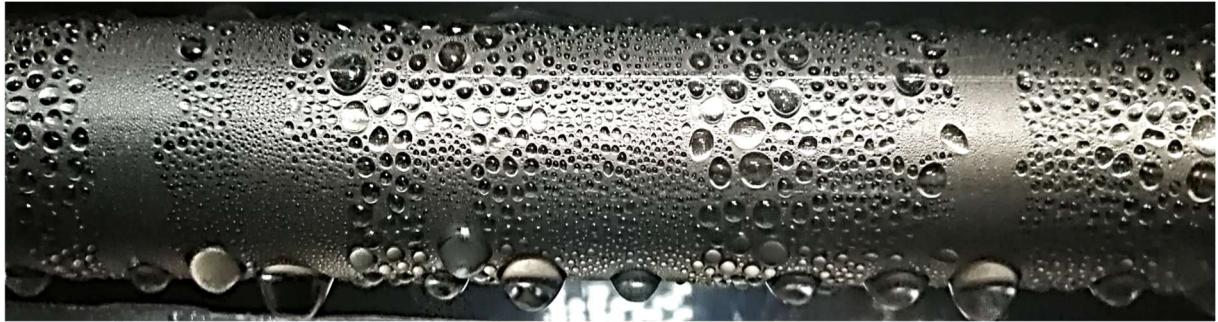


Abbildung 5: Tropfenkondensation an einem waagrechten Einzelrohr.

An einer speziellen Oberfläche mit niedriger Benetzbarkeit kondensiert der Dampf nicht mehr als Film, sondern in voneinander unabhängigen Tropfen, wie in Abbildung 5 dargestellt. Diese Form der Kondensation wird als Tropfenkondensation bezeichnet [5]. Bereits bevor die Tropfen nach der Keimbildung zu einem Film zusammenwachsen, sobald die kritische Tropfengröße erreicht ist, überwindet die Schwerkraft die Adhäsionskräfte des Tropfens, so dass die Tropfen nach unten abfließen. Dabei kollidieren die Tropfen mit anderen Tropfen in der Ablaufbahn und wachsen zusammen, bis sie schließlich von der Oberfläche abtropfen. Dadurch werden Flächen für die Neubildung von Tropfen wieder freigesetzt. Dieser Prozess führt zu einer signifikanten Intensivierung der Wärmeübertragung im Vergleich zu der Filmkondensation, wobei der Wärmeübergangskoeffizient um bis zu Faktor 10 vergrößert werden kann [3] [5].

Dieser Lösungsansatz gilt als eine der vielversprechenden Antworten auf die Hauptfragen dieser Arbeit: Durch Einsatz von Tropfenkondensation kann die Wärmeübertragung bei der Kondensation signifikant intensiviert werden. Die entsprechenden Bedingungen und technischen Maßnahmen werden in den folgenden Kapiteln erläutert und diskutiert.

2.3. Technische Bedingungen zur Erzeugung von Tropfenkondensation

2.3.1. Theoretische Grundlagen der Oberflächeneigenschaften

Wie bereits erwähnt, spielt die Benetzbarkeit der Oberfläche eine entscheidende Rolle bei der Art der Kondensation. Zur Beurteilung der Benetzbarkeit wird der Kontaktwinkel θ verwendet, der auch als Benetzungswinkel bekannt ist. Wie in Abbildung 6 dargestellt, bezeichnet der Kontaktwinkel θ bei einem benetzenden Flüssigkeitstropfen auf einem benetzten glatten Festkörper im thermodynamischen Gleichgewicht den Winkel zwischen der Feststoffoberfläche unter der Flüssigphase und der Tangente der Oberfläche des Flüssigkeitstropfens an der Dreiphasen-Kontaktlinie.

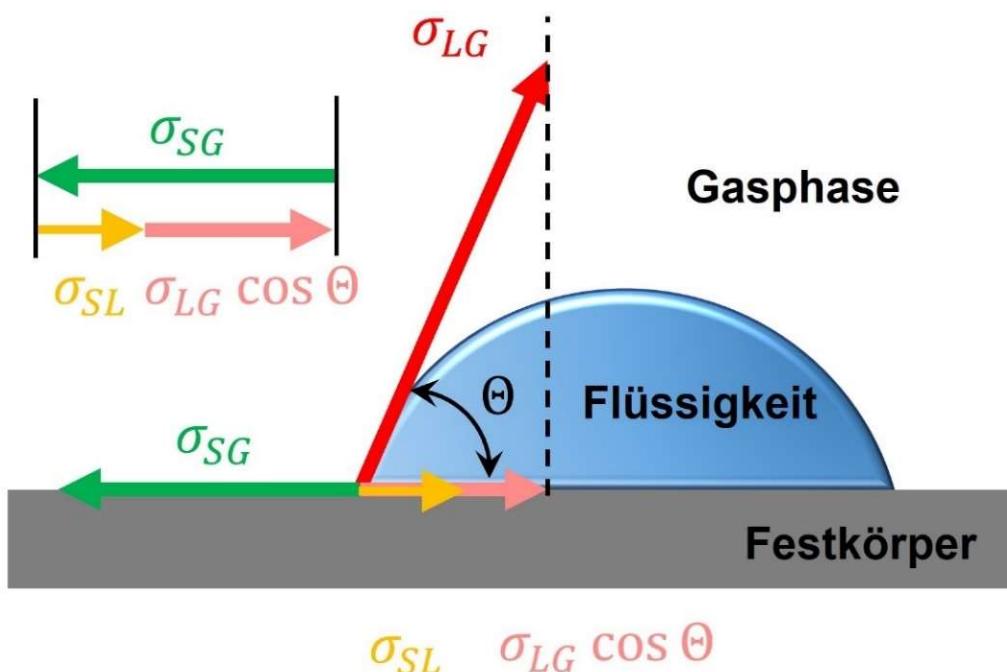


Abbildung 6: Kontaktwinkel θ eines Flüssigkeitstropfens auf einem hydrophilen Festkörper.

Mit der Young-Gleichung [11] kann der Kontaktwinkel θ bestimmt werden:

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{SG} - \sigma_{SL}}{\sigma_{LG}} \quad (18)$$

Die Young-Gleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Kontaktwinkel θ und folgenden drei freien Energien an den Grenzflächen:

- Die Oberflächenenergie des benetzten Festkörpers σ_{SG} an der Grenzfläche zwischen dem Festkörper und der Gasphase;

- Die Grenzflächenenergie σ_{SL} an der Grenzfläche zwischen dem benetzten Festkörper und der benetzenden Flüssigkeit;
- Die Oberflächenspannung der benetzenden Flüssigkeit σ_{LG} an der Grenzfläche zwischen der benetzenden Flüssigkeit und der Gasphase.

Die Young-Gleichung basiert auf dem Kräftegleichgewicht an der Dreiphasen-Kontaktlinie. Wenn $\sigma_{SG} > \sigma_{SL}$ ist, liegt der Kontaktwinkel im Bereich von $0^\circ < \theta < 90^\circ$, wobei die Festkörperoberfläche als hydrophil (wasseranziehend) gilt und zur Filmkondensation führt. Wie in Abbildung 6 dargestellt, ist die Summe der Kräfte, die an der Kontaktlinie in Richtung des Tropfeninneren wirken (σ_{SL} und $\sigma_{LG} \cos \theta$), gleich der Kraft, die in Richtung des Tropfenäußeren wirkt (σ_{SG}).

Wenn $\sigma_{SG} < \sigma_{SL}$ ist, ergibt sich ein großer Kontaktwinkel im Bereich von $90^\circ < \theta < 180^\circ$, sodass die Festkörperoberfläche als hydrophob (wasserabweisend) gilt und zur Tropfenkondensation führen kann [8]. Wie in Abbildung 7 dargestellt, ist die Summe der Kräfte, die an der Kontaktlinie in Richtung des Tropfenäußeren wirken (σ_{SG} und $\sigma_{LG} \cos(\pi - \theta)$), gleich der Kraft, die in Richtung des Tropfeninneren wirkt (σ_{SL}).

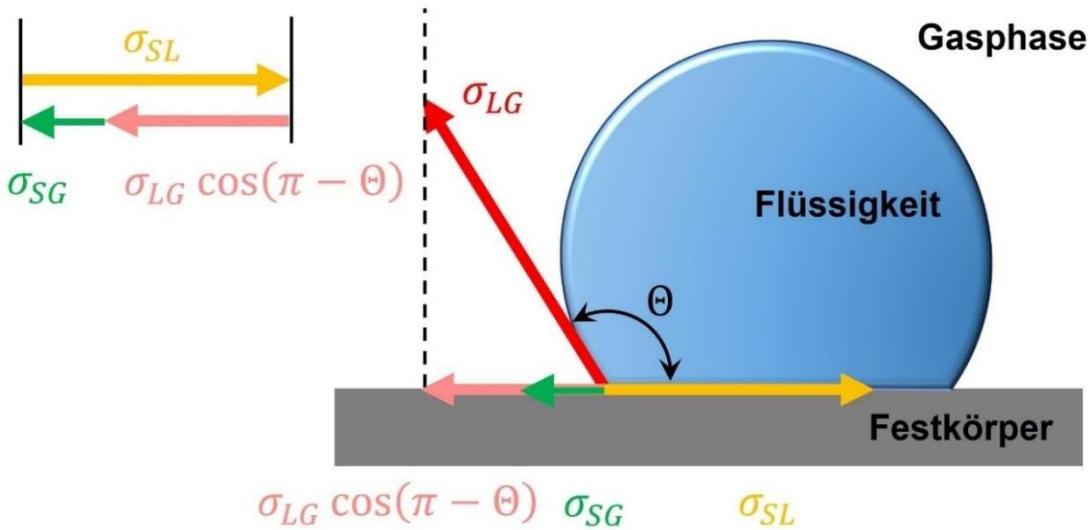


Abbildung 7: Kontaktwinkel θ eines Flüssigkeitstropfens auf einem hydrophoben Festkörper.

Der Kontaktwinkel θ charakterisiert die Form des Flüssigkeitstropfens und bestimmt somit das Benetzungsverhalten. Je kleiner der Kontaktwinkel ist, desto höher ist die Benetzbarkeit. Bei einer hydrophoben Festkörperoberfläche vergrößert sich das Verhältnis zwischen dem Tropenvolumen und der Kontaktfläche mit zunehmendem Kontaktwinkel. Dadurch werden die Adhäsionskräfte zwischen dem Tropfen und der

Festkörperoberfläche geringer, was das schnelle Abfließen des Tropfens und somit die Tropfenkondensation begünstigt, wie in Abbildung 7 veranschaulicht dargestellt.

Die Oberflächenenergie σ beschreibt die Energie, die zum Vergrößern der Oberfläche je Flächeneinheit aufgewendet werden muss. Dabei wird diese Energie zum Aufbrechen der molekularen Bindungen benötigt. Es gibt zahlreiche Messergebnisse zur Oberflächenenergie zwischen verschiedenen Stoffen und Luft [8] [12] [13], einige davon sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1: Oberflächenenergie σ von verschiedenen Stoffen.

Flüssigkeit	$\sigma_{LG} [mN/m]$
R134a	10
Ethylenglycol	48
Wasser	73
Festkörper	$\sigma_{SG} [mN/m]$
PTFE	19
Silikone	24
Wachs	26
Epoxidharz	33
Glas	300
Kupfer	1900
Titan	2000
Eisen	2500

Es ist zu erkennen, dass die Oberflächenenergie an Metalloberflächen σ_{SG} im Vergleich zu anderen Stoffen signifikant höher liegt, da Metalle deutlich stärkere molekulare Bindungen aufweisen. Gemäß der Young-Gleichung (Gl. (18)) wird der Kontaktwinkel θ umso kleiner, je größer die σ_{SG} ist, was zu einer höheren Benetzbarkeit führt. Infolgedessen findet an Metalloberflächen in der Regel Filmkondensation statt. Um Tropfenkondensation an Metalloberflächen zu erzeugen, müssen entsprechende Maßnahmen ergriffen werden.

2.3.2. Technische Maßnahmen und Bedingungen zur Erzeugung von Tropfenkondensation an Metalloberflächen

Wie bereits in Kapitel 2.3.1 beschrieben wurde, ist die Benetzbarkeit von den Oberflächenenergien an den Grenzflächen zwischen Feststoffen, Flüssigkeit und Gasphase abhängig. Im Vergleich zu anderen organischen Flüssigkeiten oder Kältemitteln besitzt Wasser eine relativ hohe Oberflächenenergie σ_{LG} , was die Erzeugung von Tropfenkondensation begünstigt. Im Gegensatz dazu können Metalle mit hoher Oberflächenenergie die Erzeugung von Tropfenkondensation erschweren. Um die Oberflächenenergie an Metalloberflächen zu minimieren, sind daher technische Maßnahmen erforderlich. Hierfür gibt es zwei Ansätze: die direkte und indirekte Oberflächenmodifikation.

Bei der direkten Modifikation können die Eigenschaften der Metalloberflächen durch Techniken wie z.B. Ionenbestrahlung direkt beeinflusst werden. Das Plasma-Immersions-Ionenimplantations-Verfahren wird oft dafür verwendet. Dabei wird ein Metallteil in ein Plasma (z.B. aus ionisiertem Stickstoff, Kohlenstoff, Sauerstoff oder Argon) unter Vakuum eingetaucht. Durch das Anlegen einer gepulsten Hochspannung im Bereich von Kiloelektronenvolt (keV) bis Millionen Elektronenvolt (MeV) können Ionen aus dem Plasma in Richtung des Metallteils beschleunigt werden und in die Metalloberfläche implantiert werden. Durch Anpassung der Ionendichte kann die Oberflächenenergie modifiziert werden [14].

Obwohl zahlreiche Studien die Wirksamkeit des Verfahrens bei der Erzeugung von Tropfenkondensation belegen können [15] [16] [17], gibt es Schwierigkeiten bei der Anwendung dieses Verfahrens im industriellen Maßstab [16]. Die Metalloberfläche kann durch das Verfahren beschädigt sein und die Korrosionsbeständigkeit kann somit nicht gewährleistet werden [18]. Außerdem ist das Verfahren in der Regel energie- und kostenintensiv [19] und wird daher in der vorliegenden Arbeit nicht weiterverfolgt.

Bei der indirekten Modifikation kann eine zusätzliche Schicht hydrophoben Materials mit niedriger Oberflächenenergie auf die Metalloberfläche aufgebracht werden, um die Oberflächenenergie zu reduzieren. Während die Aufbringung mancher Materialien wie Fett oder Wachs nur kurzzeitig nutzbar ist, ermöglichen andere Materialien wie Polymer-Beschichtung mit stabiler Haftbarkeit eine Langzeitnutzung, die für industrielle Anwendungen wünschenswert ist. Zahlreiche Studien haben die Intensivierung der Tropfenkondensation durch den Einsatz von hydrophoben Polymer-Beschichtungen belegt [5] – [8].

Durch die gezielte Auswahl von Beschichtungsmaterialien kann die Kondensationsfläche einfach und kostengünstig appliziert werden, um eine Intensivierung der Wärmeübertragung bei der Kondensation zu erzielen. Es ist jedoch zu beachten, dass im Vergleich zur direkten Oberflächenmodifikation, die Beschichtung selbst einen zusätzlichen Wärmewiderstand bei der Wärmeübertragung darstellt. Da Beschichtungsmaterialien meistens eine niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen [20], sollte die Schichtdicke möglichst gering gehalten werden.

2.3.3. Auswahl des Beschichtungsmaterials zur Erzeugung von Tropfenkondensation an Edelstahloberflächen

In der bisherigen Forschungsarbeiten wurde über die Anwendung von hydrophoben Beschichtungen an Kupfer- oder Stahloberflächen berichtet [5] – [8]. Allerdings bestehen Rohre in Kraftwerks- und Industrikondensatoren oft aus Edelstahl oder Titan. Die Übertragung solcher Beschichtungen auf diese Materialien gestaltet sich schwierig, da die Oberflächenenergien, Benetzung, Vernetzungsschemie und Lacksysteme auf das Zusammenspiel zwischen Material und Beschichtung abgestimmt sein müssen. Edelstahl hat im Vergleich zu anderen Metallwerkstoffen einen hohen Anteil an Chrom, das bei Kontakt mit Sauerstoff in der Luft eine dünne, stabile und chemisch inerte Oxidschicht aus Chromoxid bildet. Dadurch wird das darunterliegende Edelstahlmaterial vor weiteren Reaktionen mit der Umgebung geschützt und seine einzigartigen Eigenschaften gewährleistet. Dies kann jedoch auch die Haftbarkeit der Beschichtung an Edelstahloberflächen beeinflussen. Daher müssen geeignete Beschichtungssysteme entwickelt werden, die speziell auf die Eigenschaften der Edelstahloberfläche angepasst sind. Die Herausforderung besteht darin, eine Beschichtung zu finden, die folgende Eigenschaften aufweist:

- Niedrige Oberflächenenergie, um Tropfenbildung zu ermöglichen;

- Stabile Haftung an der Edelstahloberfläche, um einen dauerhaften Einsatz zu gewährleisten;
- Geringe Schichtdicke, da das Beschichtungsmaterial meistens eine niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweist;
- Einfaches Applikationsverfahren und möglichst geringe Kosten, um eine industrielle Anwendung zu ermöglichen;
- Gute Nachhaltigkeit und Umweltfreundlichkeit, wobei toxische Stoffe sowie Umweltverschmutzung möglichst vermieden werden sollten.

Um Tropfenkondensation unter diesen Bedingungen zu ermöglichen, wurden in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl „Coatings, Materials & Polymers“ der Universität Paderborn vier chemische Beschichtungssysteme speziell für Edelstahlrohre ausgewählt und untersucht. Diese sind:

1. PDMS-System

PDMS steht für Polydimethylsiloxan. Es ist ein Silikonpolymer, das aus einer Kette von sich wiederholenden Dimethylsiloxan-Einheiten besteht. PDMS ist hydrophob und weist eine geringe Oberflächenenergie auf. Es ist ein transparentes, geruchloses und ölartiges Polymer, das leicht verarbeitet werden kann und eine hohe Biokompatibilität aufweist. Aufgrund seiner hervorragenden physikalischen und chemischen Eigenschaften wird PDMS in vielen Anwendungen eingesetzt [21].

Für die speziell für diese Arbeit entwickelte PDMS-Beschichtung werden funktionelle Silikone (PDMS, hydrophob) unter Einsatz von Phasenvermittlern auf Epoxidharzbasis verwendet. Beim Verfilmungsprozess migrieren die hydrophoben PDMS-Bestandteile als mikrometergroße Domänen an der Oberfläche. Die Domänengröße kann die Oberflächeneigenschaften maßgeblich beeinflussen und lässt sich durch Molmasse und Menge des PDMS sowie den Verfilmungsprozess gezielt steuern. Aufgrund der angebundenen Flüssigphase an eine harte Matrix, kann die Beschichtung eine gute Beständigkeit aufweisen. Die Applikation der Beschichtung auf Edelstahlrohren erfolgt durch Pneumatik-Zerstäubung. Mit den optimierten Zerstäubungsparametern, wie z.B. geringer Lösungskonzentration und hoher Luftdurchsatz kann eine Schichtdicke von unter 5 μm erreicht werden. Diese PDMS-Beschichtung ist auf einen industriellen Maßstab skalierbar und zeigt kein Ausschwitzen des angebundenen Silikonöls. Bei der Wahl der Rohstoffe wurde darauf geachtet, dass die Beschichtung kostengünstig herstellbar ist.

2. Sol-Gel-Chemie-System

Die Sol-Gel-Chemie ist ein Prozess, bei dem eine flüssige kolloidale Lösung (Sol) in ein dreidimensionales Netzwerk aus Feststoffpartikeln (Gel) umgewandelt wird. Dieser Prozess ermöglicht die Herstellung von sehr dünnen hydrophoben Beschichtungen auf verschiedenen Materialien wie Metallen, Glas oder Keramiken. Die Sol-Gel-Beschichtungen weisen eine hohe Beständigkeit gegenüber Verschleiß, Chemikalien und UV-Strahlung auf und eignen sich daher für eine Vielzahl von Anwendungen [6] [22].

Auf Basis der Sol-Gel-Chemie wurde speziell für diese Arbeit eine Beschichtung mit PDMS-funktionalisierten Alkoxy silanen bzw. Kieselsole entwickelt. Der Prozess beginnt mit der Synthese einer kolloidalen Lösung durch Hydrolyse und Kondensation von Alkoxy silanen, die als Sol bezeichnet wird. Anschließend wird die Sol-Lösung durch Pneumatik-Zerstäubung auf die zu beschichtende Oberfläche appliziert. Während des Gelierungsprozesses vernetzen sich die Partikel im Sol zu einem festen dreidimensionalen Netzwerk, welches als Gel bezeichnet wird. Das entstandene Gel wird in der Regel durch Trocknung weiterverarbeitet, um das Lösungsmittel zu entfernen und ein stabiles poröses Feststoffmaterial zu erhalten. Diese feste Struktur weist eine hohe mechanische Stabilität auf und ist in der Regel chemisch inert, wodurch die Sol-Gel-Beschichtungen eine hervorragende Schutzwirkung aufweisen.

Ein großer Vorteil der Sol-Gel-Chemie ist die Möglichkeit der gezielten Optimierung der Eigenschaften des Gels durch die Steuerung von Parametern, wie z.B. dem pH-Wert, der Temperatur, der Art des Lösungsmittels und der Menge der Zusatzstoffe. Dadurch kann eine dünne hydrophobe Beschichtung hergestellt werden.

3. Polysilazan-System

Polysilazane sind organische Polymere, die aufgrund ihrer alternierenden Anordnung von Silicium- und Stickstoffatomen in ihrer chemischen Struktur herausragende Eigenschaften aufweisen [23]. Polysilazan-Beschichtungen werden durch chemische Reaktionen aus Polysilazanen in Kombination mit geeigneten Reaktivverdünnern und Lösungsmitteln hergestellt. Diese Beschichtungen können durch verschiedene Verfahren, wie z.B. Tauchen, Sprühen oder Pinseln, appliziert werden. Bei der Applikation muss allerdings darauf geachtet werden, dass die zu beschichtende Oberfläche sauber, fettfrei und absolut trocken sein muss, da die Silazane in Gegenwart von Wasser zersetzt werden können. Die freie Oberfläche der frisch aufgetragenen Beschichtung kann mit Luftfeuchtigkeit reagieren, wobei sich Siloxan-

ähnliche Strukturen bilden, die hervorragende hydrophobe Eigenschaften aufweisen. Der Aushärtungsprozess dauert nach der Applikation bei Raumtemperatur 8 bis 12 Stunden, wobei der Prozess durch die Erhöhung der Temperatur ($> 80^{\circ}\text{C}$) auf zwei Stunden verkürzt werden kann. Die Eigenschaften von Polysilazan-Beschichtungen können durch Variation der Synthesebedingungen gezielt modifiziert werden, um spezifische Anforderungen, wie z.B. hohe Härte, Beständigkeit gegenüber Chemikalien und Temperatur, Abrieb- und Haftfestigkeit oder hydrophobe Eigenschaften zu erfüllen. Daher werden Polysilazan-Beschichtungen in einer Vielzahl von Anwendungen eingesetzt, um die Leistung und Funktionalität von verschiedenen Materialien zu verbessern.

4. PTFE-System

Polytetrafluorethylen (PTFE) ist ein thermoplastisches Polymer, das in den 1930er Jahren vom Chemiker Roy Plunkett bei DuPont entwickelt wurde. Mit dem Handelsnamen Teflon gilt PTFE als eines der bekanntesten Fluorpolymere. PTFE besteht aus langen linearen Ketten von Fluoratomen, die an einen zentralen Kohlenstoffatomstrang gebunden sind. Da Fluor das Element mit der stärksten Elektronegativität ist, können die Fluoratome starke chemische Bindungen mit den Kohlenstoffatomen bilden, wodurch eine äußerst dichte und stabile Struktur entsteht, die eine exzellente Beständigkeit gegenüber chemischen Angriffen und hohen Temperaturen gewährleistet. Die kompakte Hülle aus Fluoratomen schützt die Kohlenstoffatome im Inneren und verleiht PTFE hohe Festigkeit, Härte und Steifigkeit. Weiterhin führen die unpolaren Atombindungen dazu, dass PTFE-Beschichtungen eine geringe Anziehungskraft für polare Moleküle wie Wasser aufweisen. Dadurch ergibt sich für die beschichtete Oberfläche eine geringe Oberflächenspannung und hervorragende hydrophobe Eigenschaften (siehe Tabelle 1). Zudem besitzt PTFE eine sehr hohe Schmelztemperatur (327°C), einen sehr geringen Reibungskoeffizienten sowie eine ausgezeichnete elektrische Isolationsfähigkeit. Aufgrund dieser außergewöhnlichen Eigenschaften wird PTFE in vielen Anwendungen eingesetzt. Insbesondere bei der Anwendung zur Erzeugung von Tropfenkondensation bietet PTFE eine vielversprechende Möglichkeit, eine stabile dünne hydrophobe Beschichtung herzustellen [5] – [8].

Für die PTFE-Beschichtung in der vorliegenden Arbeit wurde ein Fluoracrylatpolymer in einem Hydrofluorether-Lösungsmittel verdünnt, wodurch eine klare, niedrigviskose und umweltschonende Flüssigkeit mit einem Feststoffgehalt von 2 % erzeugt wird, die eine einfache Applikation durch Tauchen, Sprühen, Walzen oder Pinseln ermöglicht. Bereits 30 Minuten nach der Applikation kann diese PTFE-Beschichtung bei

Raumtemperatur aushärten, bei Bedarf kann der Aushärtungsprozess bei 50 – 70 °C durchgeführt werden. Während dieses Prozesses verdunstet das Lösungsmittel und dadurch kann eine stabile hydrophobe Beschichtung mit einer geringen Schichtdicke im einstelligen Mikrometerbereich hergestellt werden.

3. Versuchsaufbau

Um die Auswirkungen, der in dem vorherigen Kapitel beschriebenen Modifikationen auf das Kondensationsverhalten von Wasserdampf am waagerechten Einzelrohr zu bestimmen, wurden experimentelle Untersuchungen mit den modifizierten Wärmeübertrager-Rohren in einer speziell dafür konzipierten Versuchsanlage durchgeführt. Der Aufbau der Versuchsanlage wurde bereits in einer früheren Veröffentlichung beschrieben [24] und ist in Abbildung 8 sowie Abbildung 9 dargestellt. Die Hauptkomponenten der Versuchsanlage sind der Kondensator, der Verdampfer und der Kühlwasserkreislauf. Aus dem Verdampfer wird der Reindampf aus vollentsalztem Wasser (VE-Wasser) mit der Wärme von Rohdampf generiert. Der Reindampf wird durch das Verteilerrohr in den Kondensator eingeleitet und an der gekühlten Oberfläche des Testrohrs kondensiert. Das dadurch entstehende Kondensat wird gesammelt, gemessen und anschließend zum Verdampfer zurückgeführt. Das Kühlwasser wird durch eine Kreiselpumpe in einem geschlossenen Kreislauf zirkuliert. Die Wärme, die das Kühlwasser im Kondensator vom Dampf aufgenommen hat, wird mit Hilfe von zwei Wärmeübertragern abgeführt.



Abbildung 8: Foto und 3D-Zeichnung der Versuchsanlage.

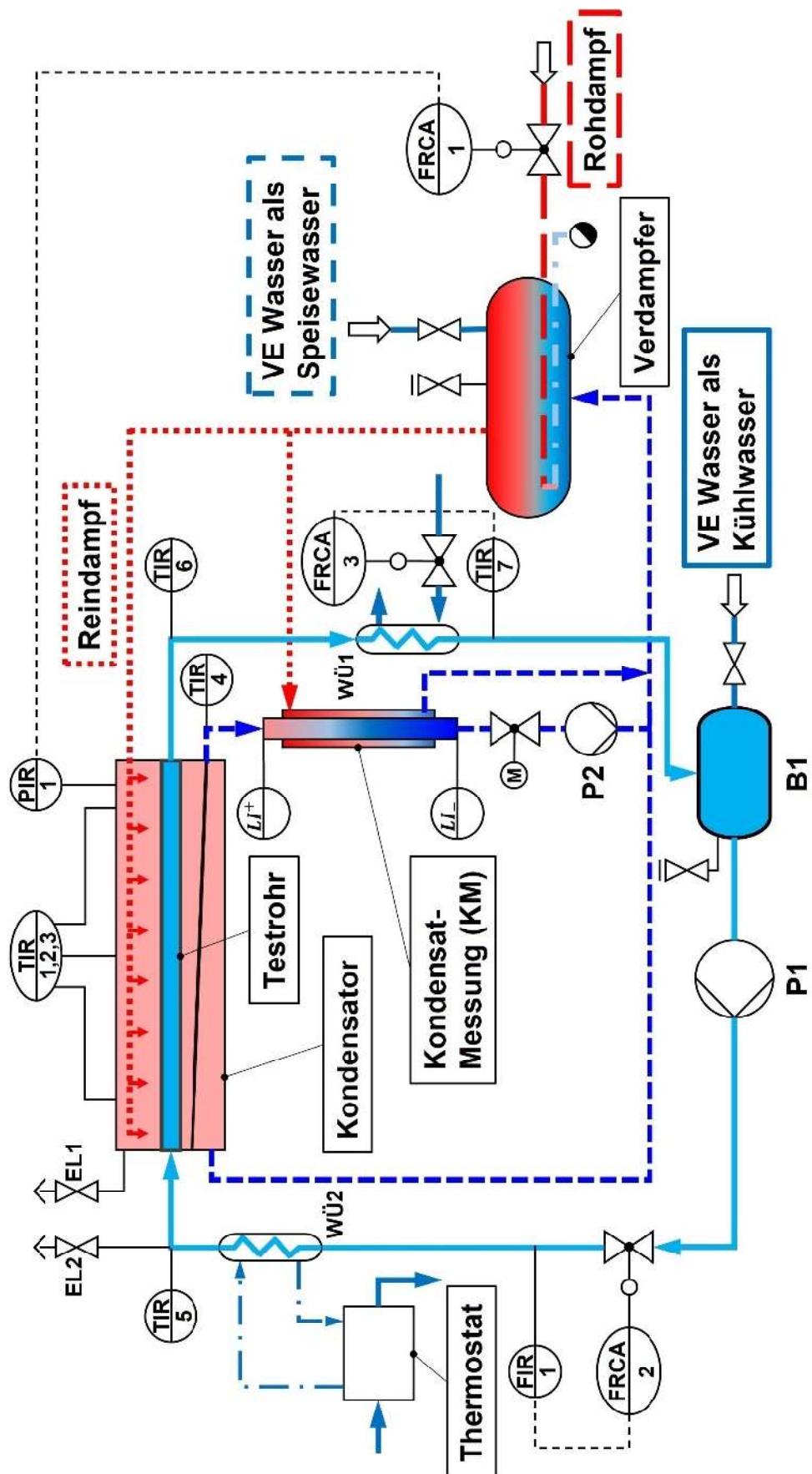


Abbildung 9: Fließbild der Versuchsanlage.

- Kondensator



Abbildung 10: Foto des Kondensators der Versuchsanlage aus doppelwandigem Glasrohr.

Der Kondensator spielt eine zentrale Rolle in der Versuchsanlage, indem er einen Messraum mit kontrollierten Bedingungen für experimentelle Untersuchungen der Kondensation von Wasserdampf bereitstellt. Wie in Abbildung 10 dargestellt, besteht der Kondensator aus einem doppelwandigen Glasrohr mit einem Innendurchmesser von $0,168\text{ m}$ und einer Länge von $1,5\text{ m}$. Das Glasmaterial ermöglicht eine visuelle Überwachung der Kondensationsprozesse, während die doppelwandige Konstruktion eine effektive Wärmeisolierung gewährleistet. An beiden Enden des Glasrohrs sind massiv gefertigte Flansche aus Edelstahl mit entsprechenden Dichtungen befestigt, um den Kondensator mit anderen Komponenten der Anlage bzw. Messequipments zu verbinden. Durch eine spezielle Konstruktion kann das zu untersuchende Rohr mittig im Kondensator befestigt werden und bei Bedarf einfach ausgetauscht werden, um verschiedene modifizierte Rohre zu untersuchen. Alle Testrohre vor der Beschichtung sind identisch mit einem Außendurchmesser von $d_a = 18\text{ mm}$, einer Wandstärke von $s = 1\text{ mm}$ und einer effektiven Länge von $l = 1500\text{ mm}$. Alle Testrohre bestehen aus Edelstahl (1.4541). Im Rahmen dieser Arbeit wurden insgesamt ca. 60 Testrohre mit verschiedenen Beschichtungen modifiziert und untersucht.

Alle weiteren Komponenten der Anlage bzw. die Rohrleitungen bestehen aus Edelstahl (1.4541), um sicherzustellen, dass die gesamte Anlage korrosionsbeständig ist und keine Verunreinigungen einbringt.

- Dampfkreislauf

Im Verdampfer wird vollentsalztes Wasser (VE-Wasser) verwendet, um den erforderlichen Reindampf für Messungen zu erzeugen. Dadurch kann eine eventuelle Fehlerquote aufgrund von beispielsweise Kalkablagerungen minimiert werden und somit kann es mit der Versuchsanlage zuverlässige und präzise Messergebnisse erzielt werden. Als Wärmequelle dient der Rohdampf, der durch den elektrisch

beheizten Dampfkessel mit einer maximalen Wärmeleistung von 100 kW erzeugt wird. Der Rohdampf strömt durch die Rohrschlange im Verdampfer und gibt dabei Wärme an das Speisewasser ab. Die Menge des Rohdampfs wird über das Regelventil (FRCA-1) reguliert, um den gewünschten Dampfdruck von $p_D = 1,045 \text{ bar}$ im Messraum des Kondensators zu erreichen. Dieser Dampfdruck wird mit einem Absolutdruckmessumformer (PIR-1) ermittelt, wobei die maximale Abweichung vom Sollwert $\Delta p_D = \pm 0,002 \text{ bar}$ beträgt. Der Reindampf wird durch das Verteilerrohr gleichmäßig in den Kondensator eingeleitet. Entsprechende Prallbleche verhindern den direkten Dampfimpulsstoß am Testrohr. An der gekühlten Oberfläche des Testrohrs wird der Reindampf kondensiert. Das Kondensat wird separat in der Auffangwanne gesammelt und in das mit Dampf temperierte Doppelrohr (KM) zur Messung des Kondensat-Massenstroms \dot{M}_K eingeleitet. Der Wasserstand am tiefsten und am höchsten Punkt im KM wird mit zwei elektrischen Leitfähigkeitssensoren (LI_- und LI_+) erfasst. Mit der Zeitdifferenz und dem bekannten Volumen dazwischen kann der Volumenstrom des Kondensats ermittelt werden. Anschließend wird das Ventil unter dem KM geöffnet und das Kondensat mithilfe der Pumpe (P2) in einem geschlossenen Kreislauf zum Verdampfer zurückgeführt. Um Messfehler zu minimieren und mögliche örtliche Ansammlungen von Inertgas im Kondensator zu erkennen, wird die Dampftemperatur ϑ_D an drei Stellen (TIR-1, 2 und 3) im Kondensator gemessen. Die Kondensattemperatur ϑ_K wird am Ausgang des Kondensators ermittelt (TIR-4).

- Kühlwasserkreislauf

Im Kühlwasserkreislauf wird ebenfalls vollentsalztes Wasser (VE-Wasser) eingesetzt. Die Ein- und Austritts-Temperaturen $\vartheta_{W,ein}$ und $\vartheta_{W,aus}$ werden erfasst (TIR-5 und 6). Die Kreiselpumpe (P1) fördert das temperierte Kühlwasser durch das Testrohr. Der Volumenstrom \dot{V}_W wird durch das Regelventil (FRCA-2) eingestellt und durch die Wirbel-Durchflussmessung (FIR-1) erfasst.

Das durch den Dampf erwärmte Kühlwasser wird nach der Teststrecke zunächst in den Platten-Wärmeübertrager (WÜ1) geleitet und mit dem vorhandenen Hallen-Kühlwasser-System unterkühlt. Dabei wird die Kühlwassertemperatur durch das Regelventil (FRCA-3) auf einen Wert nahe $\vartheta_{W,ein}$ (TIR-7) eingestellt. Anschließend fließt das Kühlwasser über den Pufferbehälter (B1) in den Wärmeübertrager (WÜ2), wo es mithilfe eines Thermostates auf die gewünschte Eintrittstemperatur $\vartheta_{W,ein}$ präzise eingestellt wird.

Im Dampf- und Kühlwasserkreislauf wird jeweils ein Sicherheitsventil eingebaut, um die Anlage vor zu hohem Überdruck zu schützen.

Zur Messung aller Temperaturen werden präzise kalibrierte Pt100 Mantelwiderstands-thermometer verwendet. Um Messfehler aufgrund von Einflüssen aus der Umgebung zu minimieren, werden die Anlagekomponenten und Verbindungsleitungen mit ausreichenden Dämmmaterialien sorgfältig wärmeisoliert, wie es in Abbildung 8 zu sehen ist.

Alle Messdaten und Steuersignale werden von einem Datenlogger erfasst und aufgezeichnet. Mithilfe entsprechender Software können die MSR-Komponenten zentral gesteuert und teilweise automatisiert werden. Die Daten zu den eingesetzten MSR-Komponenten sind in Tabelle 6 im Anhang II zusammengefasst.

4. Versuchsdurchführung

4.1. Kalibrierung

Um eine hohe Messgenauigkeit von Messinstrumenten zu gewährleisten, ist es notwendig, eine Kalibrierung durchzuführen. Besonders bei der Temperaturmessung ist eine Kalibrierung von großer Bedeutung, ebenso wie bei der Durchfluss- und Druckmessung. Bei der Temperaturmessung wurden Pt100 Mantelwiderstands-thermometer mit einer 4-Leiterschaltung und einem Durchmesser von $1,5\text{ mm}$ verwendet, die der Norm DIN EN 60751 Klasse A entsprechen. Als Referenz für die Kalibrierung wurde ein geeichter Pt100 bzw. ein Agilent 3458a digital Multimeter mit hoher Genauigkeit verwendet.

Zunächst wurde die Nullpunkt-Kalibrierung durchgeführt. Wie in Abbildung 11 dargestellt, wurden dabei die zu kalibrierenden Messfühler und der Referenz-Messfühler in einem Eisbad fest positioniert. Die Nullpunkt-Temperatur wurde während der Messung mithilfe eines isolierten Thermobehälters konstant gehalten. Die ermittelten Messwerte wurden anschließend ausgewertet. Ein exemplarisches Ergebnis der Nullpunkt-Kalibrierung eines Temperatur-Messfühlers ist in Abbildung 12 dargestellt.



Abbildung 11: Versuchsaufbau zur Nullpunkt-Kalibrierung von Temperatur-Messfühlern.

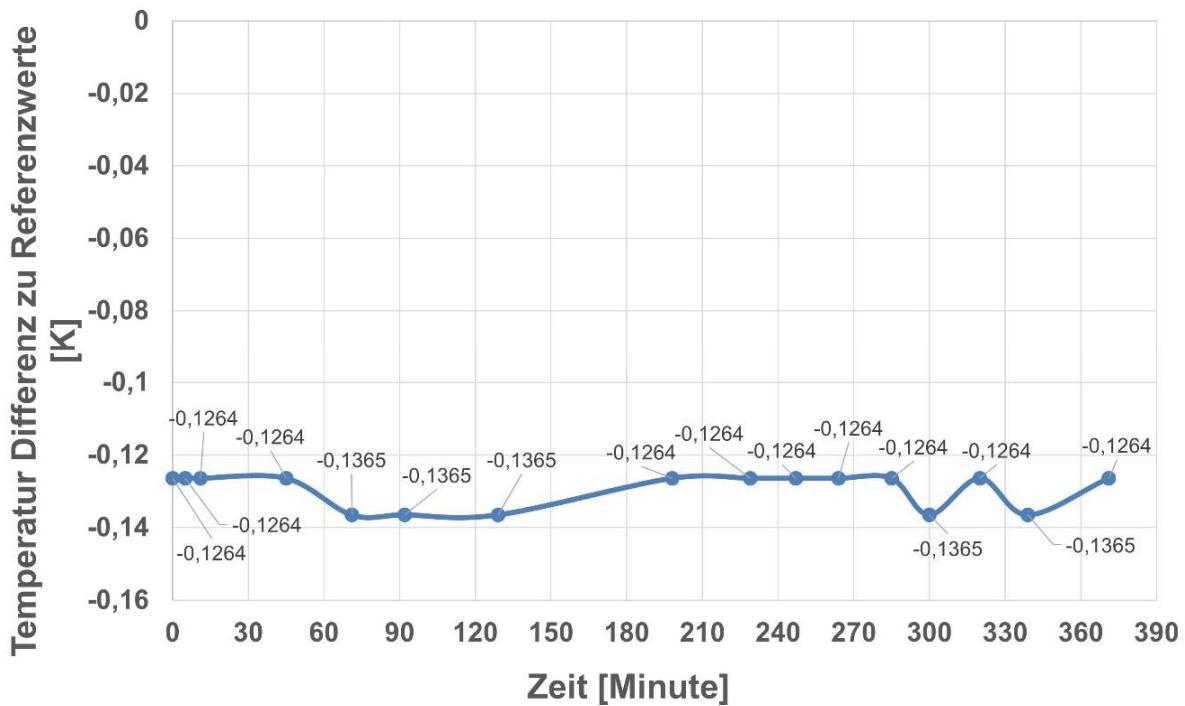


Abbildung 12: Ergebnisse der Nullpunkt-Kalibrierung eines Temperatur-Messfühlers.

Nach der Nullpunkt-Kalibrierung wurden weitere Temperaturpunkte zur Kalibrierung der Temperatur-Messfühler verwendet. Hierfür wurde ein Thermostat vom Typ HAAKE PHOENIX II – B7 mit einer Temperaturkonstanz von $\pm 0,01 K$ verwendet, der eine präzise Temperierung gewährleistet. Wie in Abbildung 13 dargestellt, wurden die Messfühler mithilfe einer speziellen Vorrichtung so positioniert, dass der Referenz-Messföhler in der Mitte lag und jeder zu kalibrierende Messföhler mit dem gleichen Abstand zum Referenz-Messföhler ringsum platziert wurde. Dadurch wurden Messfehler minimiert. Die Temperatur wurde zwischen $20 ^\circ C$ und $100 ^\circ C$ jeweils in Schritten von $10 K$ eingestellt und die Messwerte wurden jeweils mit den Referenzwerten verglichen. Die Messungen wurden mindestens zweimal durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit zu gewährleisten. Als Ergebnis entstanden die Kalibrierungskurven, wie exemplarisch in Abbildung 14 dargestellt. Die daraus abgeleiteten Temperatur-Korrekturwerte, berechnet als Mittelwerte aus den beiden Messungen, werden in der Software ProfiSignal bei der Messung hinterlegt und bei weiteren Auswertungen entsprechend addiert.

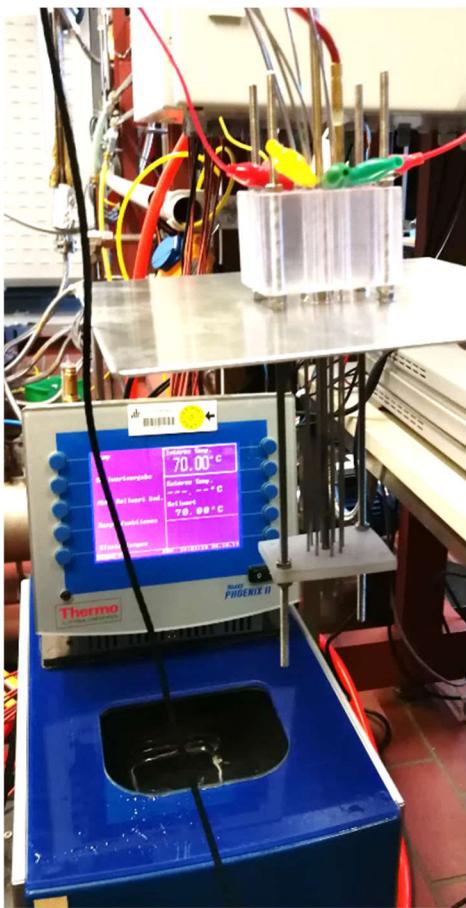


Abbildung 13: Versuchsaufbau zur Kalibrierung von Temperatur-Messfühlern mit einem Thermostat.

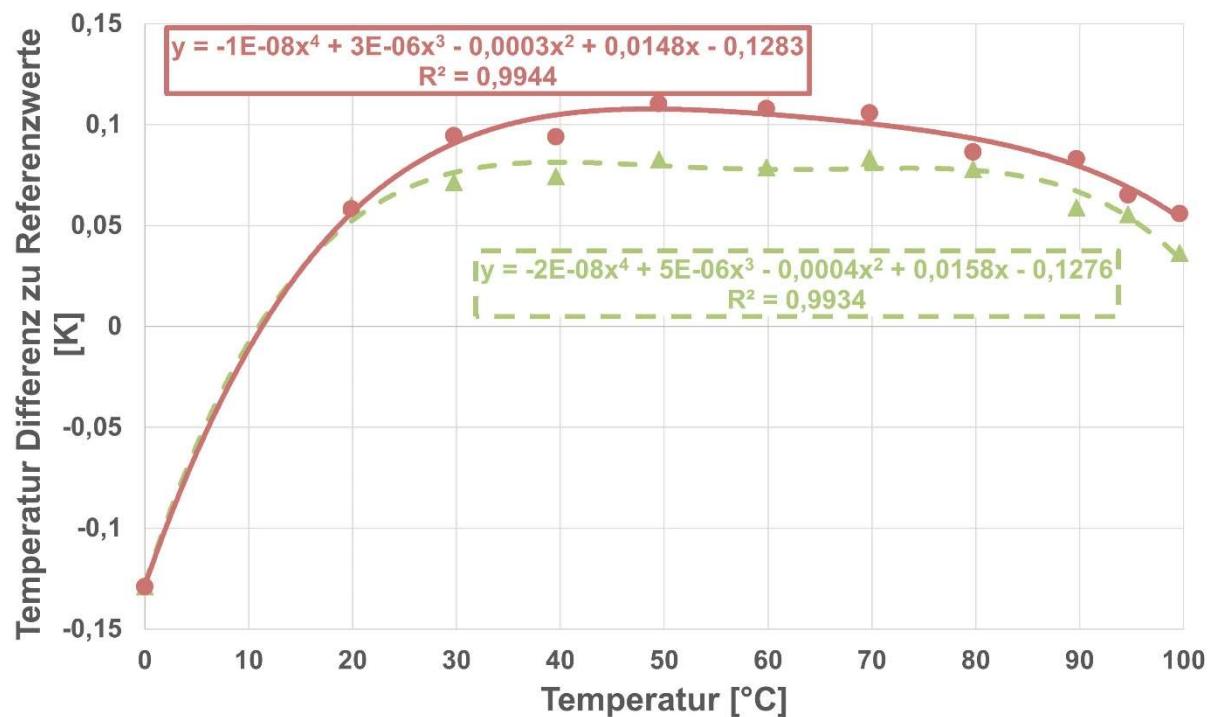


Abbildung 14: Kalibrierungskurve eines Temperatur-Messföhlers.

4.2. Anfahrprozess und Entlüftungskonzept

Bei der Durchführung des Experiments wurde besonders darauf geachtet, den Inertgasanteil in der Dampfphase zu minimieren, da dieser den Mechanismus der Tropfenkondensation sowie die Bilanzierung erheblich beeinträchtigen kann. Verschiedene Studien haben gezeigt, dass bereits geringe Mengen von Inertgas im Dampf zu signifikanten Abweichungen der Messergebnisse führen können [5]. Daher wurde ein entsprechendes Anfahrkonzept entwickelt, um das Inertgas im Dampfraum zu eliminieren.

Im kalten Zustand befinden sich in der Anlage Luft und kaltes Wasser. Um die Luft zu verdrängen, wird zunächst das Speisewasser im Verdampfer stark überhitzt, um einen Überdruck im Verdampfer zu erzeugen. Dadurch kann der Dampf die meiste Luft im Dampfraum mitreißen und über das Entlüftungsventil ausströmen lassen. Wenn der Druck im Verdampfer weiter steigt, wird der Wasserspiegel im Dampfraum ansteigen, bis der gesamte Dampfraum mit Speisewasser überflutet und der Inertgasanteil somit minimiert wird. Dennoch ist es konstruktionsbedingt nicht möglich, den kompletten Dampfraum zu überfluten, außerdem bleibt ein kleiner löslicher Anteil von Inertgas im Speisewasser zurück, der allmählich in die Dampfphase übergeht. Um diese Restmenge an Inertgas aus dem Dampfraum zu entfernen, wurde an der höchsten Stelle des Dampfraums ein Entlüftungsventil eingebaut, das kontinuierlich das Inertgas zusammen mit einer kleinen Menge Dampf über einen Siphon ableitet. Dadurch kann der Dampfraum ausreichend entlüftet werden.

Der Anfahrprozess dauert in der Regel etwa zwei bis drei Stunden, bis das gesamte System einen thermisch stationären Zustand erreicht und die Messungen gestartet werden können.

4.3. Einsatz eines Statischen Mischers

Als nächstes wird die Temperaturmessung genau betrachtet. Aufgrund des radialen Wärmestroms stellt sich ein ausgeprägtes Temperaturprofil im Kühlwasser ein, wie in Abbildung 2 schematisch dargestellt. Die Temperatur an der Rohrinnenwand liegt höher als im Strömungskern. Da die Temperaturmessung in der Regel im Strömungskern erfolgt, ergibt sich eine Differenz zwischen der gemessenen Temperatur und der über den Rohrdurchmesser gemittelten adiabaten Mischungstemperatur, die für die Wärmebilanz maßgeblich ist. In vielen Anwendungsfällen sind diese Unterschiede vernachlässigbar. Im vorliegenden Fall führt jedoch ein hoher Kühlwasser-Massenstrom zu einer geringen Erwärmung des Kühlwassers und somit

zu einem hohen radialen Temperaturabfall, wodurch die auftretenden Abweichungen nicht mehr zu vernachlässigen sind.

Um diese systematischen Fehler zu vermeiden, wurden zusätzlich Mischelemente, sogenannte Statische Mischere, wie in Abbildung 15 dargestellt, in die Leitung unmittelbar nach dem Kühlwasseraustritt und vor den Temperatur-Messfühler eingesetzt, um eine effektive Durchmischung des Kühlwassers zu erzeugen. Dadurch herrscht im Rohr überall die gleiche Temperatur, was der adiabaten Mischungstemperatur entspricht.

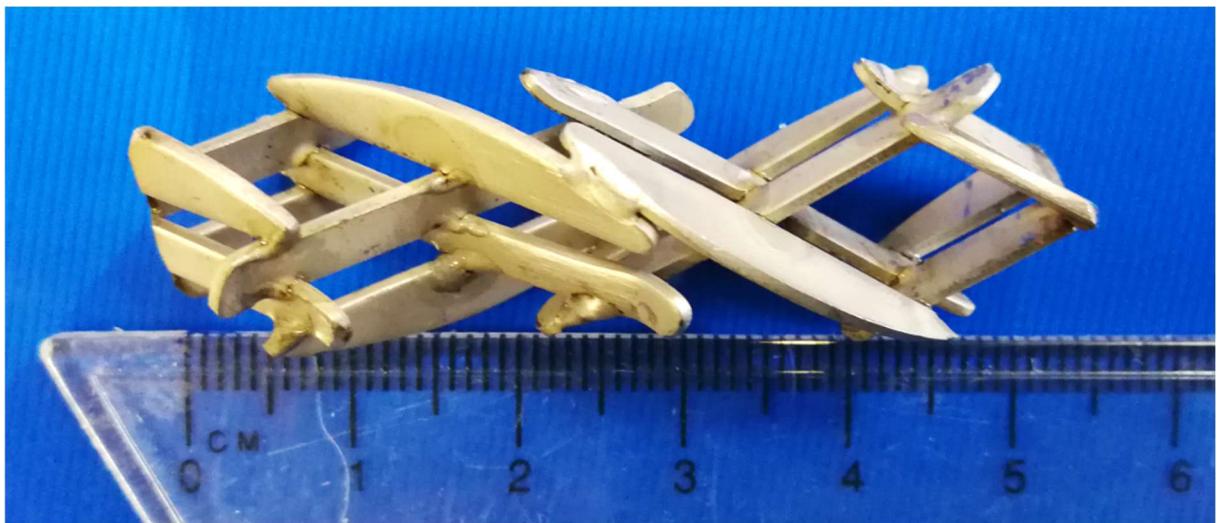


Abbildung 15: Eingesetzter Statischer Mischer.

Anhand der Wärmebilanz kann die Funktion des Statischen Mischers überprüft werden. Die Wärmeleistung \dot{Q} kann zum einen aus der Erwärmung des Kühlwassers ermittelt werden:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_W = \dot{M}_W c_{p,W} (\vartheta_{W,aus} - \vartheta_{W,ein}) \quad (19)$$

Zum anderen kann sie aus der angefallenen Kondensatmenge \dot{M}_K unter Berücksichtigung der Kondensationsenthalpie Δh_v berechnet werden:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_K = \dot{M}_K \Delta h_v \quad (20)$$

Die Messergebnisse mithilfe des Statischen Mischers zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen der Wärmeleistung \dot{Q}_W und \dot{Q}_K , was die Genauigkeit der Temperaturmessung bestätigt.

5. Auswertungsmethode und Validierung

Das Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung bei der Filmkondensation ist in Kapitel 2.1 ausführlich beschrieben. Es gibt jedoch derzeit kein zuverlässiges Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung bei der Tropfenkondensation. Trotz der Bemühungen von verschiedenen Studien, dieses Phänomen mathematisch zu beschreiben, gibt es bislang keine einheitlichen Modelle für den Mechanismus der Tropfenkondensation [5] [8] [18]. Die spontane Entstehung von Tropfen bei der Keimbildung, das dynamische Tropfenwachstum, die zufällige Kollision mit benachbarten Tropfen und das schnelle Abfließen stellen dabei die größten Herausforderungen dar. Infolgedessen ist der Vorgang an jedem einzelnen Tropfen instationär und kann nicht einfach mathematisch beschrieben werden.

Der Kondensationsprozess kann jedoch anhand stationärer Größen beschrieben werden, wenn viele Tropfen gleichzeitig auf einer großen Fläche vorhanden sind und eine makroskopische Betrachtung mit konstanten Randbedingungen erfolgt. Die Kondensation an einem langen waagrechten Einzelrohr kann beispielweise diese Bedingungen erfüllen. Der Wärmedurchgangskoeffizient k_{exp} kann dabei den Kondensationsprozess charakterisieren und unabhängig von der Kondensationsform gemäß Gl. (1) aus den experimentellen Messwerten bestimmt werden:

$$k_{exp} = \frac{\dot{Q}}{A \Delta \vartheta_{log}} \quad (21)$$

wobei die Wärmeleistung \dot{Q} gemäß Gl. (19) oder (20) aus den gemessenen Werten ermittelt wird, die Wärmeübertragungsfläche A sich auf die Rohraußenfläche bezieht und die logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta \vartheta_{log}$ sich gemäß Gl. (2) aus den experimentell ermittelten Temperaturen ergibt.

Um die in dieser Arbeit eingesetzten Oberflächen-Modifikationen miteinander zu vergleichen, wird ein Referenzwert benötigt. Aus den bekannten Korrelationen mit der Gl. (3) kann der Wärmedurchgangskoeffizient k_{ref} berechnet werden:

$$k_{ref} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{a,ref}} + \frac{d_a \ln(d_a/d_i)}{2 \lambda} + \frac{d_a/d_i}{\alpha_{i,ref}}} \quad (22)$$

wobei $\alpha_{a,ref}$ und $\alpha_{i,ref}$ gemäß Kapitel 2.1.1 und Kapitel 2.1.3 aus den bekannten Korrelationen berechnet werden.

Der k_{ref} beschreibt den Wärmedurchgang bei der Filmkondensation am waagrechten unbeschichteten Einzelrohr unter identischen Prozessbedingungen im Vergleich zu den Experimenten und kann somit als optimaler Referenzwert betrachtet werden.

Die Abweichung Δk zwischen dem experimentell ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten k_{exp} und dem jeweiligen Referenzwert k_{ref} dient als Maß für die Intensivierung des Wärmedurchgangs durch den Einsatz verschiedener Oberflächen-Modifikationen und kann wie folgend berechnet werden:

$$\Delta k = \frac{k_{exp} - k_{ref}}{k_{ref}} \quad (23)$$

Anhand eines konkreten Messpunktes kann die Auswertungsmethode veranschaulicht werden:

Dazu wird ein unbeschichtetes Glattrohr aus Edelstahl in der Versuchsanlage installiert und untersucht, um die Genauigkeit und die Zuverlässigkeit der Versuchsanlage zu validieren. Nachdem der Anfahrprozess gemäß Kapitel 4.2 durchgeführt wurde und das System das thermische Gleichgewicht erreicht hat, wird der erste Messpunkt erfasst und ausgewertet.

Zunächst wird ein Zeitfenster für die Auswertung festgelegt. Da die Kondensat-Messung diskontinuierlich ist, sind die Parameter nur während der Kondensat-Messung konstant. Das Zeitfenster beginnt, wenn das Kondensat den unteren Sensor LI_- im Kondensat-Messbehälter (KM) erreicht hat. Aufgrund des geringeren elektrischen Widerstands von Wasser im Vergleich zu Wasserdampf, sinkt die Spannung von LI_- sprunghaft ab, wie die Messkurve 1 in Abbildung 16 zeigt. Dies stellt den Anfangszeitpunkt für die Auswertung dar. Das Zeitfenster für die Auswertung endet, wenn der Wert für den oberen Sensor LI^+ im KM sprunghaft ansteigt, wie die Messkurve 2 in Abbildung 16 zeigt. Dies signalisiert, dass der KM nun vollständig mit Kondensat gefüllt ist. Anschließend wird das Ventil nach dem KM geöffnet und der KM wird mithilfe einer Pumpe für die nächste Messung entleert. Die stoßartige Bewegung des Kondensats bzw. die zusätzliche Pumpenleistung können dabei Druckschwankungen im System verursachen, daher werden nur Messwerte innerhalb des Zeitfensters während der Kondensat-Messung für die Auswertung berücksichtigt.

Wie in Abbildung 16 und Abbildung 17 dargestellt, können die Messwerte mit Hilfe der Software ProfiSignal vom Datenlogger erfasst, visualisiert und analysiert werden. Mithilfe von zwei Cursors können die beiden Zeitpunkte markiert werden, um die dazwischenliegende Zeit zu ermitteln. Im vorliegenden Fall beträgt die Zeit 565

Sekunden. Das Volumen zwischen den beiden Sensoren im Kondensat-Messbehälter beträgt $2,09 \text{ l}$, woraus sich der Massenstrom des Kondensats zu $\dot{M}_K = 12,76 \text{ kg/h}$ ergibt.

Alle anderen Messwerte wurden innerhalb dieses Zeitfensters erfasst. Die Messrate wurde auf zwei Messungen pro Sekunde festgelegt. Die Messdaten wurden in Excel exportiert und der Mittelwert wurde damit ermittelt. Wie die Messkurve 3 in Abbildung 16 dargestellt, beträgt der mittlere Kühlwasser-Volumenstrom $\dot{V}_W = 12,62 \text{ l/min}$. Die Messkurve 4 und 5 in Abbildung 16 zeigen den Verlauf der Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers $\vartheta_{W,ein}$ und $\vartheta_{W,aus}$. In diesem Fall beträgt $\vartheta_{W,ein} = 70,01 \text{ °C}$ und $\vartheta_{W,aus} = 79,14 \text{ °C}$.

Der mittlere Dampfdruck, wie die Messkurve 7 in Abbildung 17 dargestellt, beträgt $p_D = 1044,8 \text{ mbar}$.

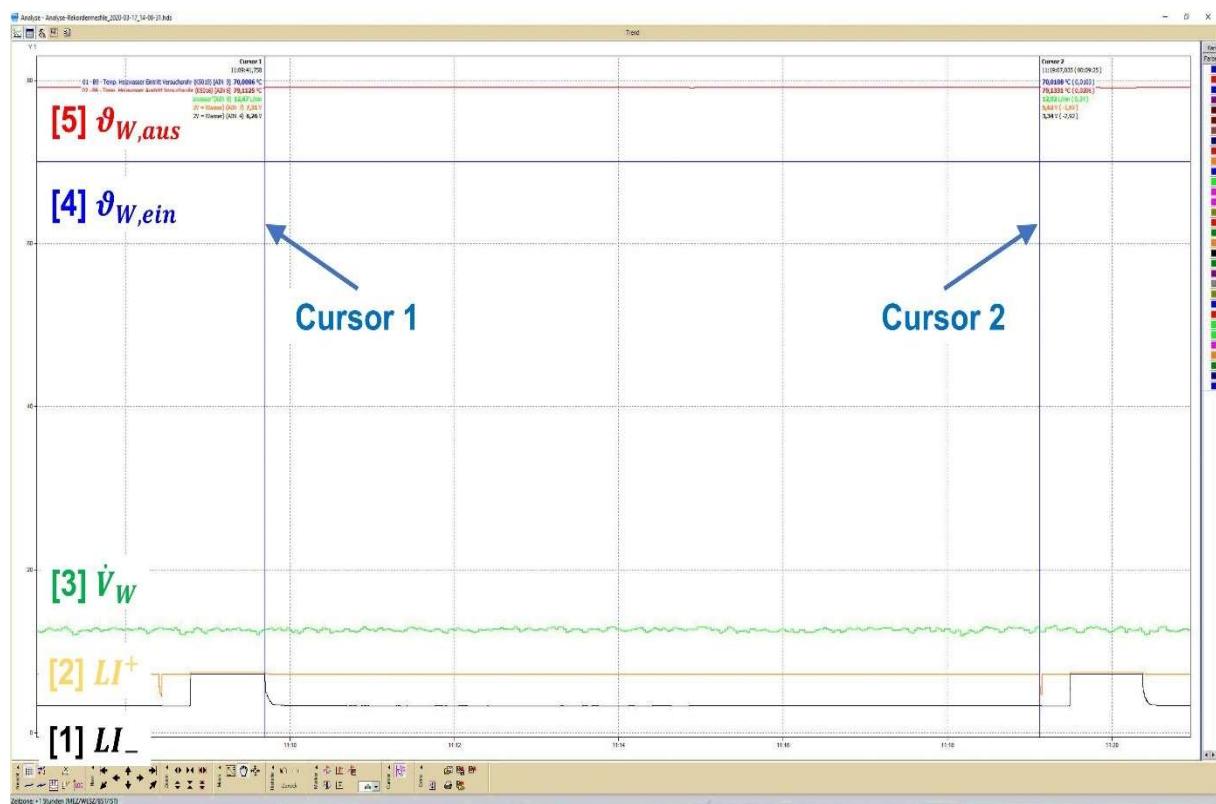


Abbildung 16: Messkurve der Parameter für Kühlwasser.

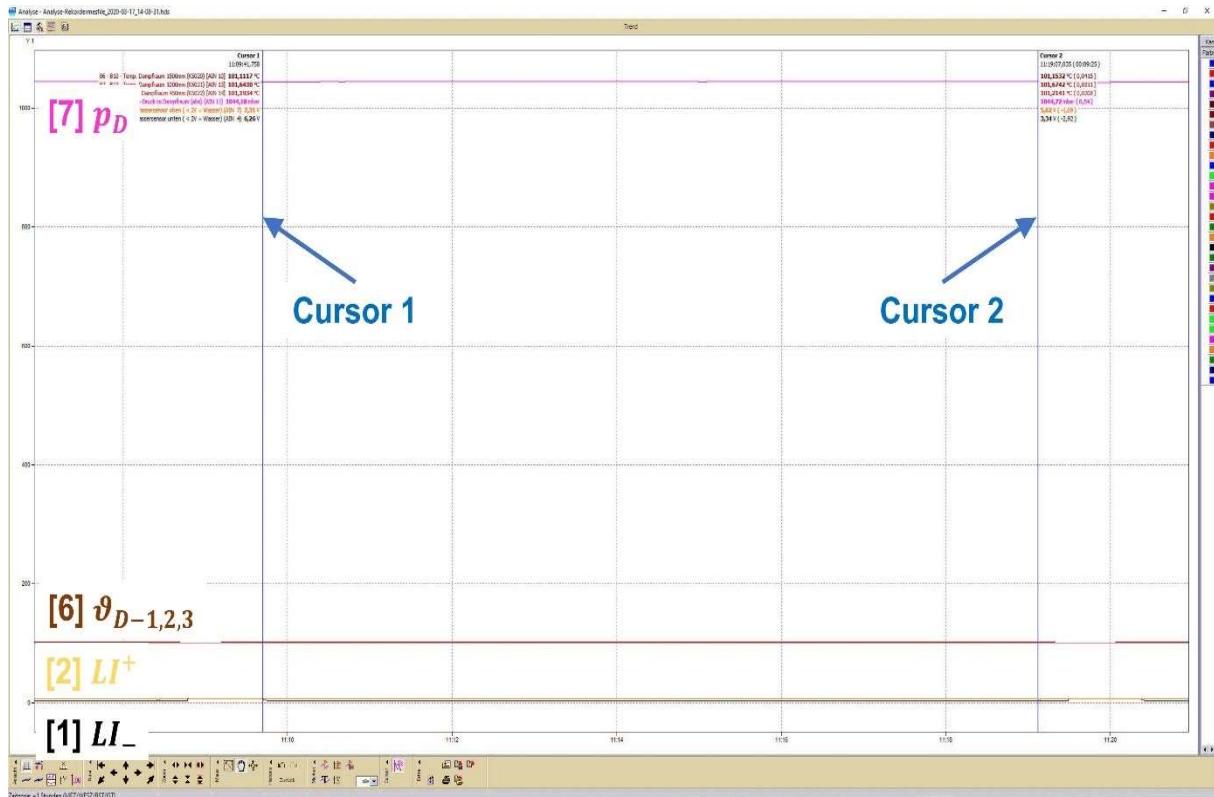


Abbildung 17: Messkurve der Parameter für Dampf.

Anhand der oben genannten Messwerte \dot{M}_K , \dot{V}_W , $\vartheta_{W,ein}$, $\vartheta_{W,aus}$ und p_D kann der experimentelle Wärmedurchgangskoeffizient gemäß Gl. (1) bestimmt werden:

$$k_{exp} = \frac{\dot{Q}}{A \Delta \vartheta_{log}} = 3599,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

wobei gemäß Gl. (19) die kühlwasserseitige Wärmeleistung $\dot{Q}_W = \dot{V}_W \rho_W c_{p,W} (\vartheta_{W,aus} - \vartheta_{W,ein}) = 7,85 \text{ kW}$ beträgt. In Abhängigkeit vom Dampfdruck p_D ergibt sich die Kondensationsenthalpie $\Delta h_v = 2254,2 \text{ kJ/kg K}$ und die Sättigungs-temperatur $\vartheta_D = 100,84 \text{ }^\circ\text{C}$, die identisch zum Mittelwert der drei gemessenen Dampftemperaturen (Messkurve 6 in Abbildung 17) ist, was eine ausreichende Entlüftung im System bestätigt. Gemäß Gl. (20) ergibt sich die kondensationsseitige Wärmeleistung $\dot{Q}_K = \dot{M}_K \Delta h_v = 7,99 \text{ kW}$. Die Differenz zwischen \dot{Q}_W und \dot{Q}_K beträgt somit nur 1,7 %. Da die kühlwasserseitigen Messwerte mit den präziser kalibrierten Temperaturfühler ermittelt sind, während die Kondensationsenthalpie Δh_v aus der bekannten Korrelation berechnet ist, wird die \dot{Q}_W für die weiteren Berechnungen verwendet.

Die Wärmeübertragungsfläche bezieht sich auf die Rohraußenfläche mit $A = \pi d_a l = 0,0848 \text{ m}^2$. Die Temperaturdifferenz wird gemäß Gl. (2) mit den Messwerten ermittelt:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{(\vartheta_D - \vartheta_{W,ein}) - (\vartheta_D - \vartheta_{W,aus})}{\ln[(\vartheta_D - \vartheta_{W,ein})/(\vartheta_D - \vartheta_{W,aus})]} = 25,95 \text{ K}$$

Zum Vergleich wird der Referenzwert des Wärmedurchgangskoeffizienten eines unbeschichteten Glattrohrs gemäß VDI-Wärmeatlas wie in Kapitel 2.1 beschrieben, errechnet. Gemäß Kapitel 2.1.3 ergibt sich $Re_W = 43015$, $Pr_W = 2,399$, $\xi = 0,02$ und $Nu = 190$, somit ergibt sich $\alpha_i = 7883 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Gemäß Kapitel 2.1.1 ergibt sich $Re_K = 8,47$ und $Nu_{F,1} = 0,47$, somit ergibt sich $\alpha_a = 15524 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Der Referenzwert des Wärmedurchgangskoeffizienten kann schließlich gemäß Gl. (22) bestimmt werden:

$$k_{ref} = \frac{1}{\frac{d_a/d_i}{\alpha_i} + \frac{d_a \ln(d_a/d_i)}{2 \lambda_S} + \frac{1}{\alpha_a}} = 3599,8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Die Differenz zwischen k_{exp} und k_{ref} liegt bei:

$$\Delta k = \frac{k_{exp} - k_{ref}}{k_{ref}} = -0,01 \text{ %}$$

Diese Messung wird unter identischen Randbedingungen dreimal wiederholt, um eine aussagekräftige Mittelwertbildung von k_{exp} zu ermöglichen. Der Mittelwert wird als erster Ergebnispunkt in Abbildung 18 eingetragen. Anschließend wird die Eintrittstemperatur des Kühlwassers $\vartheta_{W,ein}$ variiert, was zu Veränderungen der Reynolds-Zahl und der Kondensationsleistung führt. Dadurch werden weitere Messpunkte bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen ermittelt. Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu überprüfen, wird die komplette Messung nach einem erneuten Anfahrprozess wiederholt.

Die Ergebnisse in Abbildung 18 zeigen eine sehr gute Überreinstimmung zwischen den auf Messwerten basierenden Ergebnissen und den theoretisch errechneten Referenzwerten, wobei die Abweichungen kleiner als 3,5 % sind. Dieses Validierungsresultat gewährleistet, dass weitere Untersuchungen mit modifizierten Testrohren zuverlässig und präzise durchgeführt werden können.

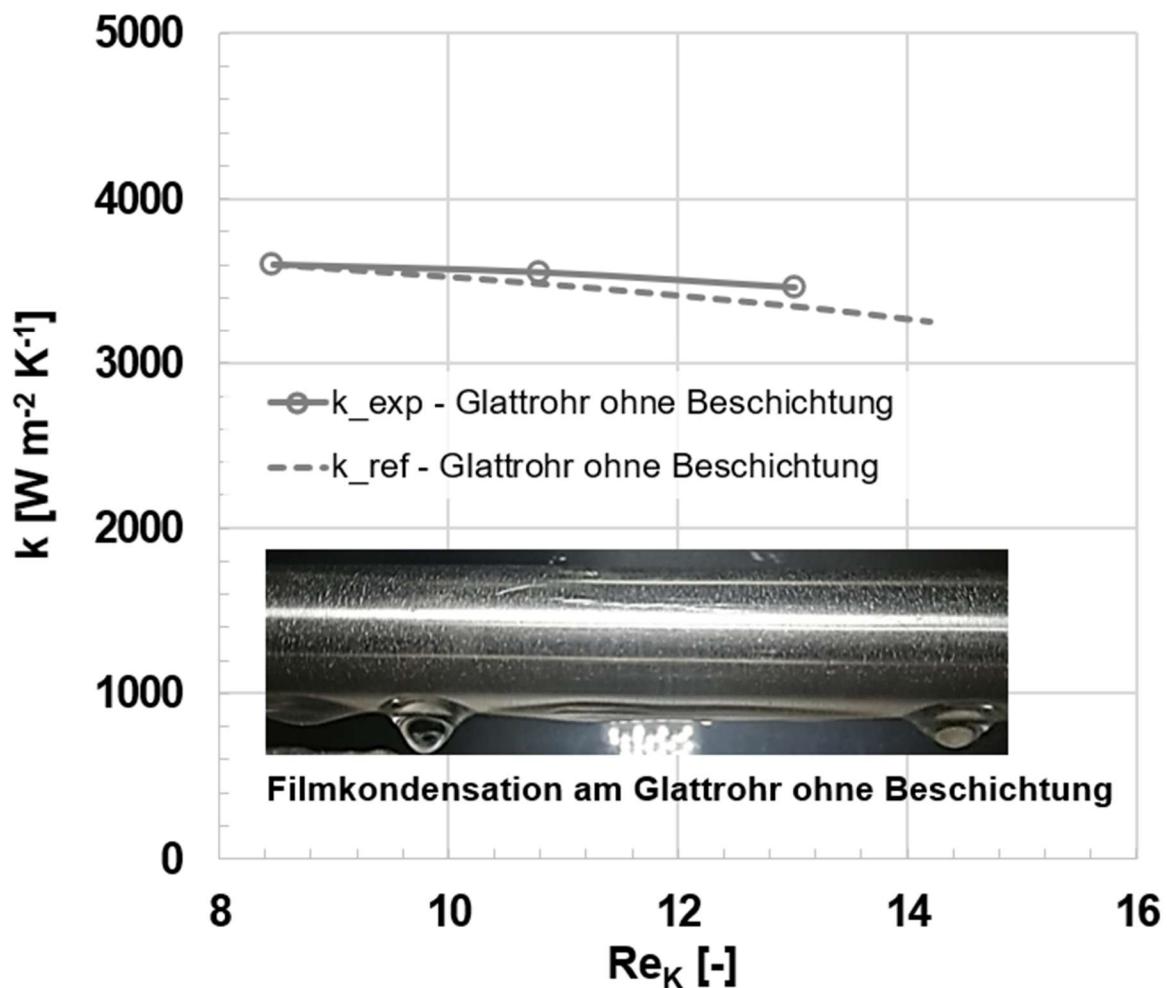


Abbildung 18: Ergebnisse der Validierung an einem unbeschichteten Glattrohr.

6. Ergebnisse und Diskussion

In Kapitel 2.3.3 wurde die Auswahl der Beschichtungsmaterialien auf Grundlage der Literaturrecherche diskutiert. Als Ergebnis weisen alle vier Beschichtungen gute hydrophobe Eigenschaften auf, wobei der Kontaktwinkel zwischen 90° und 110° liegt. Alle Beschichtungsmaterialien sind bei Raumtemperatur flüssig und lassen sich leicht durch Wisch-, Tauch- oder Spritzverfahren an Edelstahloberflächen applizieren. Bei Raumtemperatur sind die Beschichtungen nach einigen Minuten bis zu sieben Tagen vollständig ausgehärtet und einsatzbereit. Darüber hinaus kann der Aushärtungsprozess durch Erhöhung der Temperatur deutlich beschleunigt werden. Es ist bei allen vier Beschichtungssystemen möglich, eine geringe Schichtdicke im einstelligen Mikrometerbereich herzustellen. Der Unterschied zwischen den vier untersuchten Beschichtungen liegt in ihrer Langzeitstabilität, die für die industriellen Anwendungen von entscheidender Bedeutung ist.

6.1. PDMS-System

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Rezepturen und Schichtdicken von PDMS-Beschichtungen untersucht. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 19 zusammengefasst. Es wurde beobachtet, dass einige der Testrohre, die mit PDMS beschichtet waren, im Vergleich zu den unbeschichteten Glattrohren eine verbesserte Wärmeübertragung aufwiesen, wie beispielsweise durch die Linie 1 in Abbildung 19 dargestellt. Allerdings konnte dieses Ergebnis nicht reproduziert werden, da die hydrophoben Eigenschaften der Beschichtung unter Betriebsbedingungen schnell verloren gingen. Die optischen Überprüfungen dabei zeigten, dass die PDMS-Beschichtung zu Beginn der Messung noch deutliche Tropfenkondensation erzeugen konnte, wie in Abbildung 20 dargestellt. Jedoch ging die Tropfenkondensation bereits nach wenigen Stunden in Filmkondensation über, wie in Abbildung 21 dargestellt. Eine Ursache hierfür kann die starke Beanspruchung durch Temperaturwechsel zwischen dem Kühlwasser und dem heißen Dampf sein. Dies führt zu unterschiedlichen Ausdehnungen des Edelstahlrohrs und der Beschichtung, wodurch die Haftung bzw. die hydrophoben Eigenschaften der Beschichtung beeinträchtigt werden können. Die dadurch verursachte Beschädigung der Beschichtung nimmt mit zunehmender Betriebsdauer zu. Wie in Kapitel 2.3.2 ausführlich beschrieben wurde, kann diese Beschichtung aufgrund ihrer niedrigen Wärmeleitfähigkeit den gesamten Wärmedurchgang beeinträchtigen. Da der Anfahrprozess der Versuchsanlage unterschiedlich lange dauert und das thermische

Gleichgewicht erst nach einigen Stunden erreicht wird, sind die Ergebnisse dementsprechend uneinheitlich.

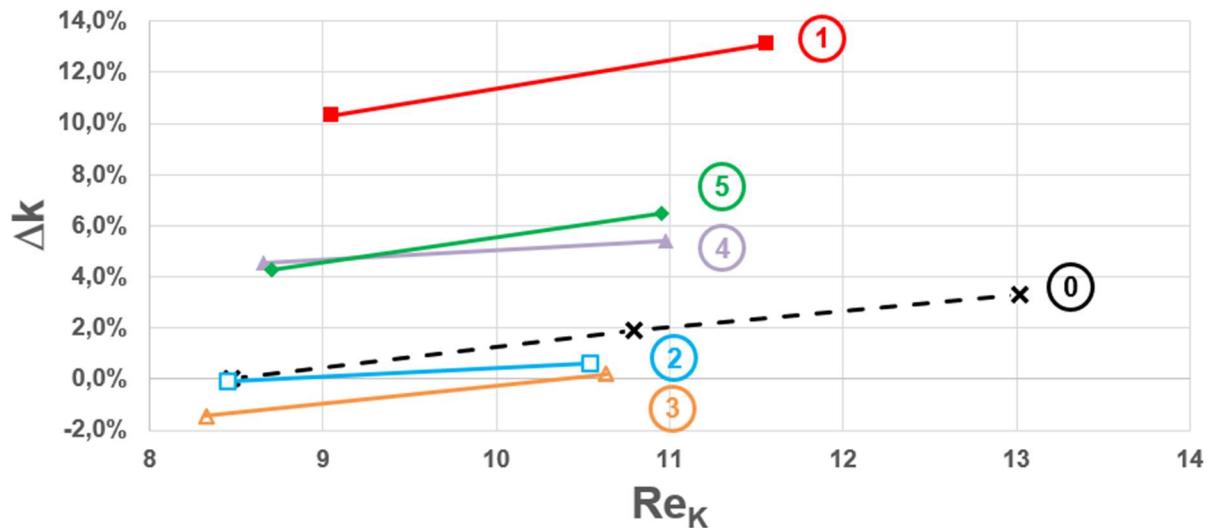


Abbildung 19: Messergebnisse am Glattrohr mit PDMS-Beschichtung.



Abbildung 20: PDMS-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.



Abbildung 21: PDMS-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.

6.2. Sol-Gel-System

Die auf Basis der Sol-Gel-Chemie mit PDMS-funktionalisierten Alkoxy silanen entwickelte Beschichtung erbrachte ebenfalls keine zufriedenstellende Leistung. Wie in Abbildung 22 zu sehen ist, konnte die Beschichtung nur eine geringfügige Verbesserung des Wärmeübergangs bewirken. Ähnlich wie beim PDMS-System, wie

in Abbildung 23 und Abbildung 24 dargestellt, gingen die hydrophoben Eigenschaften der Beschichtung auch hier innerhalb kurzer Zeit im Betrieb verloren. Eine Ursache hierfür kann die Hydrolysereaktion des anorganischen Netzwerks unter Betriebsbedingungen sein. Dadurch kann es zusammen mit Wasser hydrophile Silanol-Gruppen an Beschichtungsoberflächen bilden [6]. Dies führt dazu, dass die Tropfenkondensation an solchen Sol-Gel-Beschichtungen nicht lange aufrechterhalten werden kann.

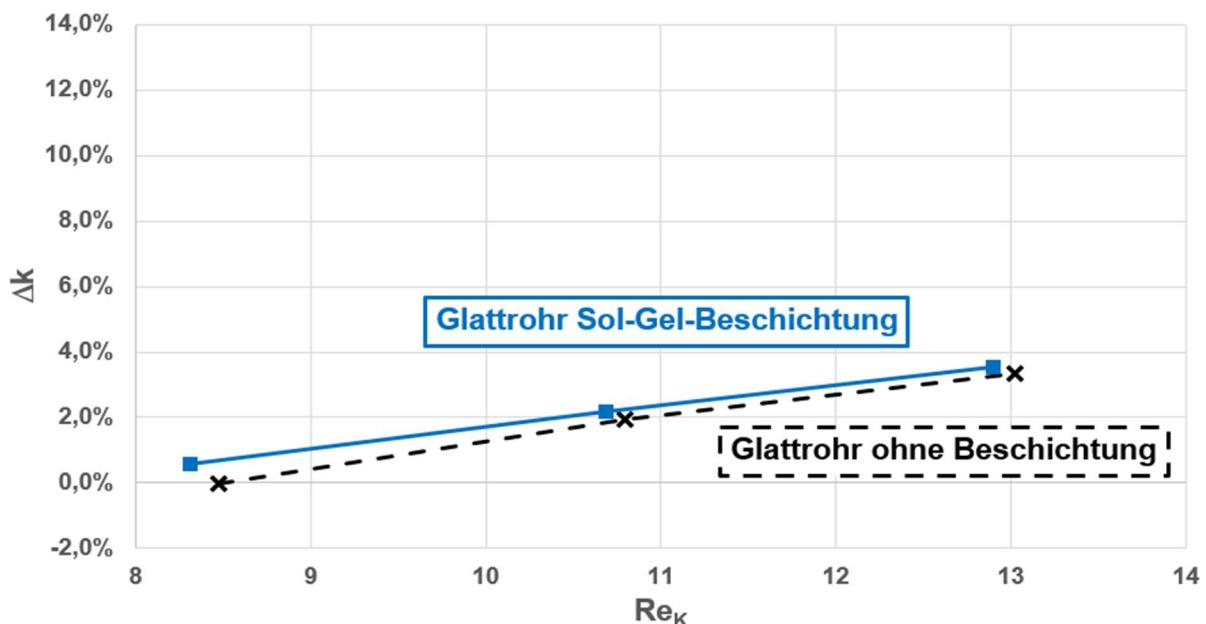


Abbildung 22: Messergebnisse am Glattrohr mit Sol-Gel-Beschichtung.



Abbildung 23: Sol-Gel-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.



Abbildung 24: Sol-Gel-Beschichtung nach 1 Betriebsstunde.

6.3. Polysilazan-System

Es wurden verschiedene Polysilazan-Beschichtungen mit unterschiedlichen Rezepturen untersucht. Abbildung 25 zeigt exemplarisch die Messergebnisse an einem waagrechten Einzelrohr mit Polysilazan-Beschichtung. Zu Beginn der Messung konnte das Testrohr im Vergleich zu unbeschichteten Röhren eine Verbesserung des k -Werts um 10% aufweisen, was ein gutes Ergebnis darstellt. Wie in Abbildung 26 zu sehen ist, bildete sich an der beschichteten Oberfläche deutlich Tropfenkondensation. Im Vergleich zu den PDMS- und Sol-Gel-Systemen konnte dieser positive Effekt der Polysilazan-Beschichtung deutlich länger aufrechterhalten werden. Dennoch nahm dieser Effekt kontinuierlich ab, wie in Abbildung 27 bis Abbildung 29 dargestellt. Nach etwa 21 Betriebsstunden trat an der Oberfläche des Testrohrs fast ausschließlich Filmkondensation auf. Auch andere Polysilazan-Beschichtungen erzielten ähnliche Ergebnisse.

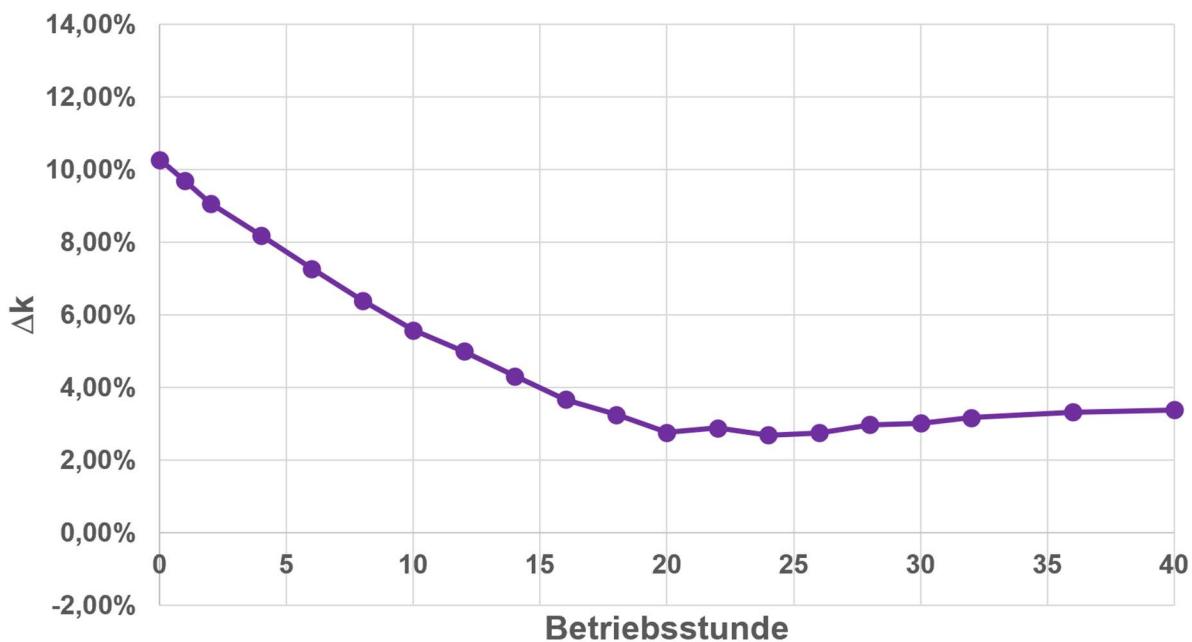


Abbildung 25: Messergebnisse am waagrechten Einzelrohr mit Polysilazan-Beschichtung bei $Re_K = 9$.



Abbildung 26: Polysilazan-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.



Abbildung 27: Polysilazan-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.



Abbildung 28: Polysilazan-Beschichtung nach 4 Betriebsstunden.



Abbildung 29: Polysilazan-Beschichtung nach 21 Betriebsstunden.

6.4. PTFE-System

Bereits seit der Arbeit von Schmidt et al. aus dem Jahr 1930 ist bekannt, dass der Wärmeübergang bei der Tropfenkondensation im Vergleich zur Filmkondensation wesentlich effizienter ist [4]. Trotz der großen Anzahl von Untersuchungen in den letzten Jahrzehnten ist es bisher nicht gelungen, die Tropfenkondensation unter industriellen Bedingungen, insbesondere an Edelstahl-Oberflächen, langzeitstabil mit einer dünnen Beschichtung aufrechtzuerhalten [3] [5]. Dies wird durch die vorliegende Arbeit teilweise bestätigt. Allerdings wurde in der vorliegenden Arbeit nachgewiesen, dass ein mit PTFE-System beschichtetes Testrohr aus Edelstahl unter industriell ähnlichen Bedingungen eine dauerhaft stabile Tropfenkondensation über mehr als 200 Betriebsstunden aufrechterhalten konnte, wie in Abbildung 30 bis Abbildung 34 dargestellt. Die Langzeitstabilität der PTFE-Beschichtung ist damit nicht begrenzt, da bis dahin keinerlei Verschlechterung der Beschichtung zu beobachten war. Jedoch ist

es aufgrund von anlagentechnischen Einschränkungen nicht möglich, das Experiment über einen noch längeren Zeitraum durchzuführen, da beispielsweise die Enthärtungsanlage zur Erzeugung des Speisewassers nach einer bestimmten Zeit ausgeschaltet und regeneriert werden muss, außerdem sind einige Anlagenkomponenten nicht für den Dauerbetrieb ausgelegt, wie zum Beispiel der elektrische Dampfkessel und die Pumpe P2.



Abbildung 30: PTFE-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.



Abbildung 31: PTFE-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.



Abbildung 32: PTFE-Beschichtung nach 20 Betriebsstunden.



Abbildung 33: PTFE-Beschichtung nach 72 Betriebsstunden.



Abbildung 34: PTFE-Beschichtung nach 208 Betriebsstunden.

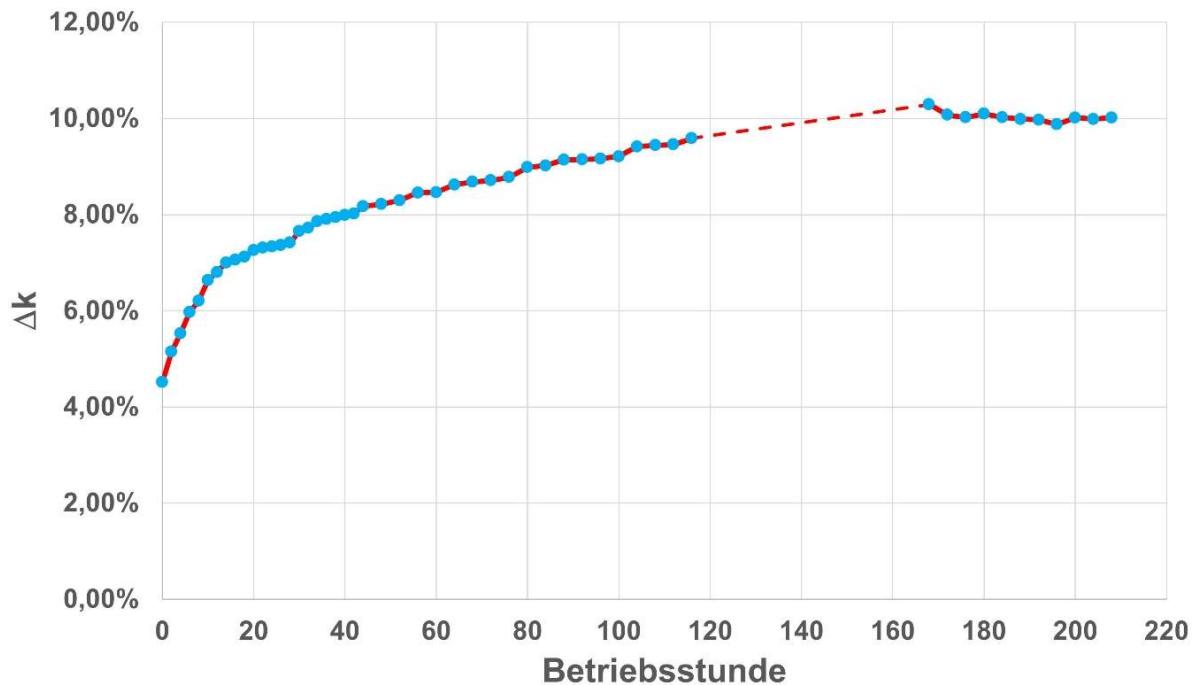


Abbildung 35: Ergebnisse des 208-stündigen Dauertests an einem Glattrohr mit PTFE-Beschichtung bei $Re_K = 9$.

In Abbildung 35 ist das Ergebnis der Intensivierung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk im Laufe der Betriebszeit dargestellt. Im Gegensatz zu anderen in dieser Arbeit untersuchten Beschichtungssystemen erzielt das PTFE-System während des Betriebs kontinuierlich positive Ergebnisse. Zu Beginn steigt Δk stetig an, was auf einen unvollständigen Aushärtungsprozess zurückzuführen ist. Wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben, weist die PTFE-Beschichtung eine kurze Dauer des Aushärtungsprozesses bei Raumtemperatur auf. Obwohl die Beschichtung danach mechanisch belastbar ist, ist der Prozess noch nicht vollständig abgeschlossen, um die hydrophoben Eigenschaften optimal zu entwickeln. Während des Betriebs bei erhöhter Temperatur wird dieser Prozess fortgesetzt und führt zu einer ständigen Verbesserung der Beschichtung. Ab Betriebsstunde 170 bis 208 bleibt das Ergebnis jedoch nahezu

konstant und zeigt eine Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten k um ca. 10 % im Vergleich zu einem unbeschichteten Gattrohr.

Die experimentell ermittelten Daten werden in diesem Zeitraum arithmetisch gemittelt und es ergeben sich folgende Werte:

- Kühlwasser-Eintrittstemperatur $\vartheta_{W,ein} = 70,00 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Kühlwasser-Austrittstemperatur $\vartheta_{W,aus} = 79,96 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Kondensat-Massenstrom $\dot{M}_K = 13,48 \text{ kg/h}$
- Kühlwasser-Volumenstrom $\dot{V}_W = 12,79 \text{ l/min}$
- Dampfdruck $p_D = 1,039 \text{ bar (abs)}$

Weitere Parameter können gemäß Kapitel 5 aus den Messwerten abgeleitet werden. Mit dem Kühlwasser-Volumenstrom \dot{V}_W bzw. der Kühlwasser-Ein- und Austrittstemperatur $\vartheta_{W,ein}$ und $\vartheta_{W,aus}$ ergibt sich gemäß Gl. (19) die Wärmeleistung \dot{Q} . Aus der Wärmeleistung \dot{Q} , logarithmischer Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log}$ und der Rohraußenfläche A ergibt sich gemäß Gl. (1) der experimentelle Wärmedurchgangskoeffizient k_{exp} . Mit der Reynolds- und Prandtl-Zahl für Kühlwasser Re_W und Pr_W ergibt sich gemäß Kapitel 2.1.3 der innenseitige Wärmeübergangskoeffizient α_i . Mit der Reynolds-Zahl für Kondensatfilm Re_K ergibt sich gemäß Kapitel 2.1.1 der außenseitige Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{a,ref}$ bei der Filmkondensation. Somit kann der Wärmedurchgangskoeffizient k_{ref} als Referenzwert gemäß Gl. (22) ermittelt werden. Die Abweichung Δk zwischen dem experimentell ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten k_{exp} und dem Referenzwert k_{ref} kann gemäß Gl. (23) berechnet werden.

Anschließend wird die Eintrittstemperatur des Kühlwassers $\vartheta_{W,ein}$ variiert, während der Kühlwasser-Massenstrom nahezu konstant gehalten wird. Dies führt zu Veränderungen der Kondensationsleistung sowie Strömungsbedingungen, wodurch weitere Messdaten erfasst werden. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Messergebnisse mit PTFE-Beschichtung.

Parameter	Mittelwert bei $\vartheta_{W,ein} = 70^\circ\text{C}$	Mittelwert bei $\vartheta_{W,ein} = 60^\circ\text{C}$	Mittelwert bei $\vartheta_{W,ein} = 50^\circ\text{C}$	Einheit
Experimentelle Messwerte				
$\vartheta_{W,ein}$	70,00	60,02	50,01	°C
$\vartheta_{W,aus}$	79,96	72,90	65,86	°C
\dot{M}_K	13,48	17,68	21,47	kg/h
\dot{V}_W	12,79	13,17	12,98	l/min
p_D	1,039	1,036	1,034	bar (abs)
Aus Messwerten berechnete Parameter				
\dot{Q}	8,68	11,60	14,12	kW
$\Delta\vartheta_{log}$	25,44	33,81	42,14	K
k_{exp}	3969	3954	3856	W/m ² K
Re_W	43821	40370	35237	-
Pr_W	2,39	2,70	3,10	-
α_i	7984	7850	7400	W/m ² K
Re_K	8,93	11,70	14,20	-
$\alpha_{a,ref}$	15235	13915	13040	W/m ² K
k_{ref}	3607	3498	3340	W/m ² K
Δk	10,02	13,02	15,46	%

In Abbildung 36 ist der experimentell ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient k_{exp} in Abhängigkeit von der außenseitigen Reynolds-Zahl Re_K dargestellt, um die signifikante Intensivierung der Wärmeübertragung durch den Einsatz der PTFE-Beschichtung an einem waagrechten Edelstahlrohr zu präsentieren. Im Vergleich zu

einem unbeschichteten Glattrohr kann dadurch eine Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk von etwa 10 % – 15 % erreicht werden.

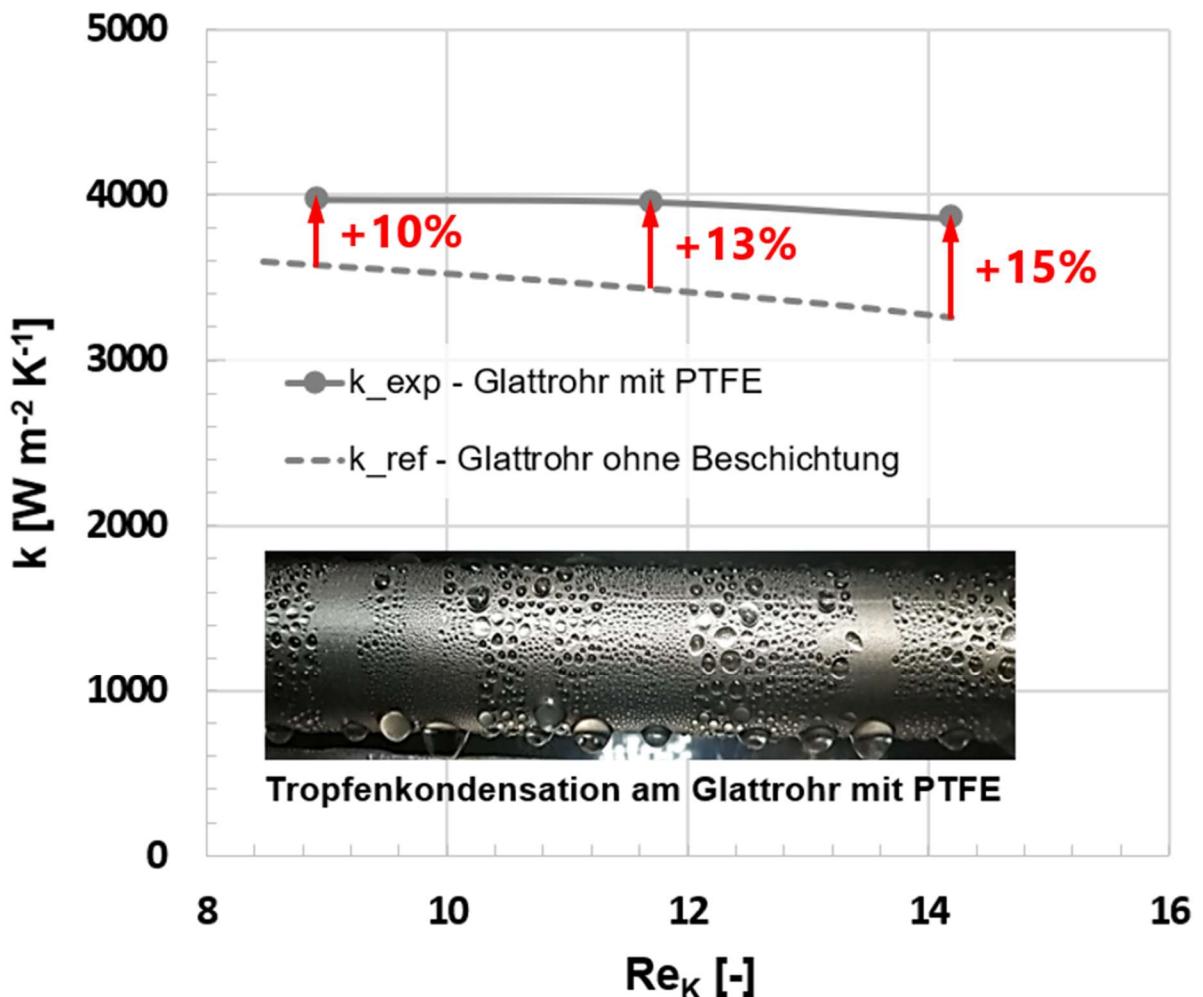


Abbildung 36: Ergebnisse des Wärmedurchgangskoeffizienten k_{exp} durch den Einsatz von PTFE-Beschichtung an einem waagrechten Einzelrohr.

Es ist zu erkennen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k mit zunehmender Reynolds-Zahl Re_K leicht abnimmt. Wie in Abbildung 37 dargestellt und in Kapitel 2.1.1 beschrieben, kann eine höhere Kondensationsleistung bei der Filmkondensation (1b) im Vergleich zu 1a zu einer Zunahme der Schichtdicke der Wasserhaut führen, wodurch der Wärmewiderstand erhöht und der k -Wert reduziert wird. Bei der Tropfenkondensation führt eine höhere Kondensationsleistung dazu, dass die Tropfen schneller wachsen, wodurch eine größere Anzahl von Tropfen pro Flächen- und Zeiteinheit entsteht. Sobald jedoch die kritische Tropfengröße erreicht ist, fließen die Tropfen ab und schaffen somit neue freie Flächen für die Keimbildung, wie in Kapitel 2.2 beschrieben. Daher zeigt Abbildung 37-2b im Vergleich zu 2a eine größere freie Fläche für die Neubildung von Tropfen aufgrund des schnelleren Abfließens des

Tropfens. Eine höhere Kondensationsleistung bei der Tropfenkondensation kann somit im Gegensatz zur Filmkondensation zu einem noch effizienteren Wärmeübergang führen.

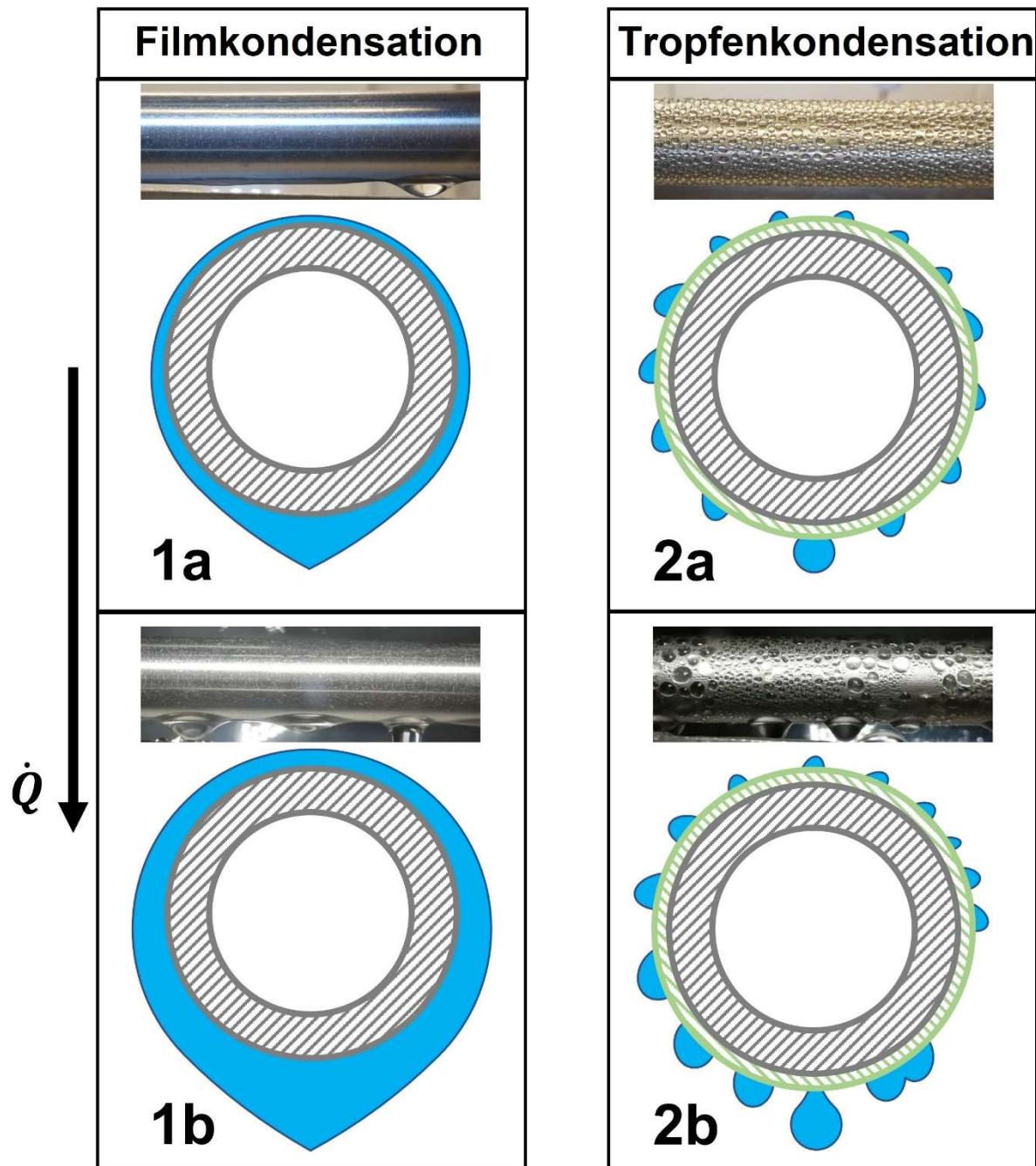


Abbildung 37: Veränderung des Kondensationsverhaltens bei zunehmender Kondensationsleistung.

Um den positiven Effekt darzustellen, der explizit durch Tropfenkondensation verursacht wird, müssen die Wärmeübergangskoeffizienten separat betrachtet

werden. Abbildung 38 zeigt den schematischen Temperaturverlauf bei der Kondensation an einem beschichteten waagrechten Rohr.

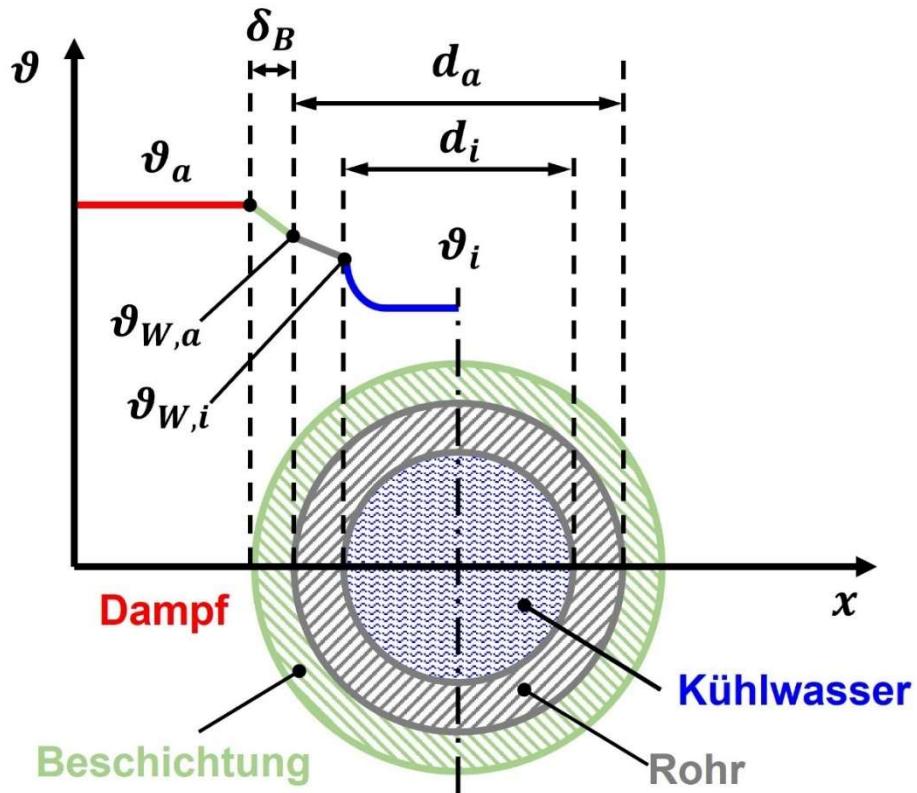


Abbildung 38: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang während der Kondensation an einem waagrechten Einzelrohr mit Beschichtung.

Es gilt dabei:

$$\dot{Q} = \alpha_i A_i (\vartheta_{W,i} - \vartheta_i) = \alpha_a A_a (\vartheta_a - \vartheta_{W,a}) \quad (24)$$

wobei die experimentelle Ermittlung der Temperaturen $\vartheta_{W,i}$ und $\vartheta_{W,a}$ direkt an der Oberfläche als schwierig gilt, da die Messequipments die Rohroberfläche und das Strömungsverhalten nah an der Oberfläche beeinflussen können, was zu ungenauen Messergebnissen führen kann.

Jedoch kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient anhand der Gl. (3) und experimentellen Messwerten bestimmt werden:

$$\alpha_{a,exp} = \left[\frac{1}{k_{exp}} - \frac{d_a \ln(d_a/d_i)}{2 \lambda} - \frac{d_a/d_i}{\alpha_i} \right]^{-1} \quad (25)$$

wobei k_{exp} mit der Gl. (21) und α_i mit der Gl. (14) aus experimentellen Messwerten bestimmt werden kann.

Die Abweichung $\Delta\alpha_a$ zwischen dem experimentell ermittelten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ und dem Referenzwert $\alpha_{a,ref}$ aus der Gl. (10) kann wie folgend berechnet werden:

$$\Delta\alpha_a = \frac{\alpha_{a,exp} - \alpha_{a,ref}}{\alpha_{a,ref}} \quad (26)$$

Die Ergebnisse des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ sind in Tabelle 3 zusammengefasst. In Abbildung 39 ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{a,exp}$ in Abhängigkeit von der außenseitigen Reynolds-Zahl Re_K dargestellt. Während der äußere Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{a,ref}$ bei einem waagrechten Glattrohr ohne Beschichtung durch Filmkondensation bei zunehmender Kondensationsleistung abnimmt, steigt $\alpha_{a,exp}$ bei einem waagrechten Glattrohr mit PTFE-Beschichtung durch Tropfenkondensation signifikant an, bis zu einer Intensivierung des Wärmeübergangs von etwa $\Delta\alpha_a = 110\%$.

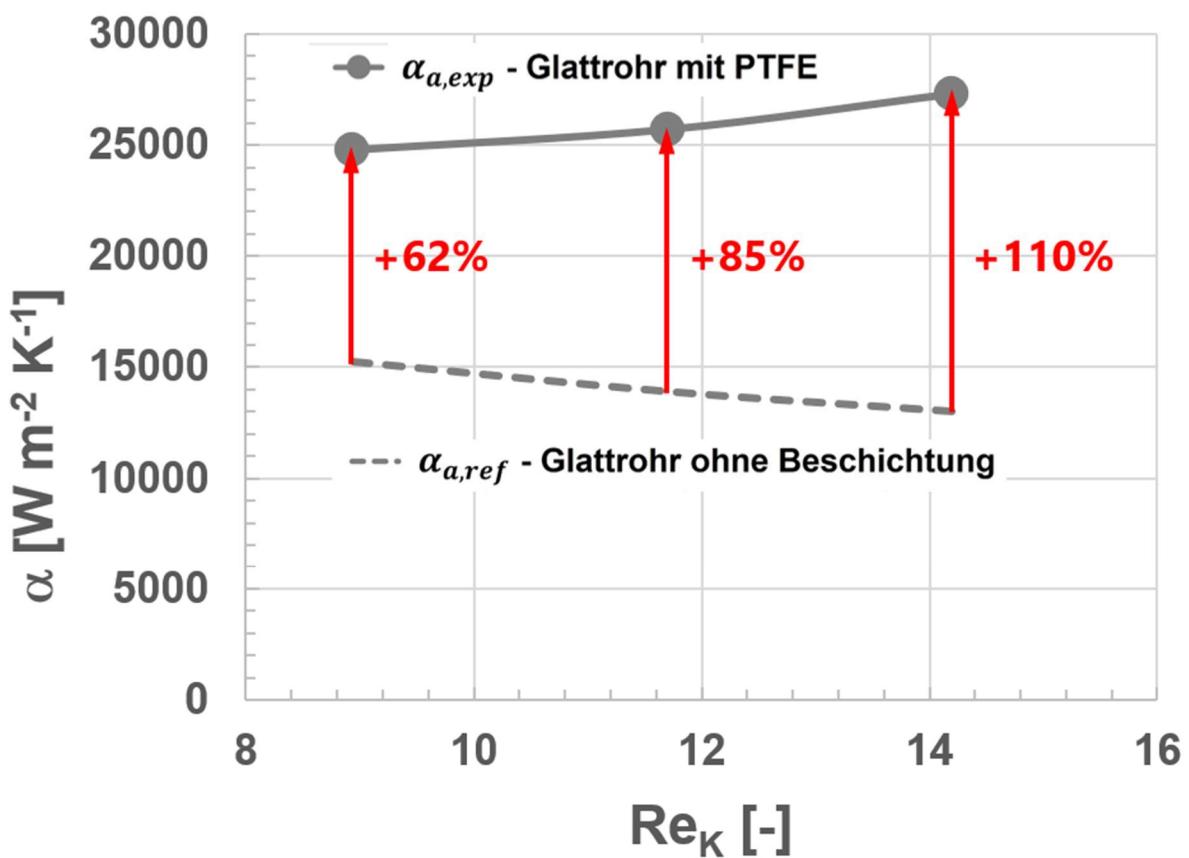


Abbildung 39: Ergebnisse des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ durch den Einsatz von PTFE-Beschichtung an einem waagrechten Einzelrohr.

Tabelle 3: Ergebnisse des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ mit PTFE-Beschichtung.

Parameter	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Einheit
	bei $\vartheta_{W,ein} = 70^\circ\text{C}$	bei $\vartheta_{W,ein} = 60^\circ\text{C}$	bei $\vartheta_{W,ein} = 50^\circ\text{C}$	
$\alpha_{a,exp}$	24750	25691	27322	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$
$\Delta\alpha_a$	62,46	84,62	109,53	%

Gemäß der Analogie zur Leitung von elektrischem Strom kann die Wärmeleitung durch mehrere Schichten als Reihenschaltung der Widerstände berechnet werden. Der gesamte äußere Wärmeübergangswiderstand R_a , der mithilfe der experimentell ermittelten gesamten äußeren Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{a,exp}$ aus der Gl. (25) berechnet werden kann, setzt sich somit aus dem äußeren Wärmeübergangswiderstand bei reiner Tropfenkondensation $R_{a,TK}$ und dem Wärmeleitwiderstand R_B durch die Beschichtung mit der Schichtdicke s_B zusammen:

$$R_a = R_{a,TK} + R_B = \frac{1}{\alpha_{a,TK} [\pi(d_a + 2s_B)l]} + \frac{\ln[(d_a + 2s_B)/d_a]}{\lambda_B 2\pi l} = \frac{1}{\alpha_{a,exp} A_a} \quad (27)$$

Gemäß Gl. (3) ergibt sich der gesamte Wärmewiderstand bei der Tropfenkondensation mit einer Beschichtung:

$$R_{TK} = \frac{1}{\alpha_{a,exp} A_a} + \frac{\ln(d_a/d_i)}{\lambda_W 2\pi l} + \frac{1}{\alpha_i A_i} \quad (28)$$

Um eine Verbesserung der gesamten Wärmeübertragung bei der Tropfenkondensation durch die Beschichtung zu erzielen, muss der gesamte Wärmeleitwiderstand R_{TK} bei der Tropfenkondensation mit der Beschichtung kleiner sein als der R_{FK} bei der Filmkondensation ohne Beschichtung aus der Gl. (3):

$$R_{TK} < R_{FK} \quad (29)$$

Bei $\vartheta_{W,ein} = 70^\circ\text{C}$ ergibt sich $R_{FK} = 3,27 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}$.

Die Wärmeleitfähigkeit der PTFE-Beschichtung beträgt $\lambda_B = 0,25 \text{ W/m K}$. Bei einer Verzehnfachung des Wärmeübergangskoeffizienten bei reiner Tropfenkondensation, mit $\alpha_{a,TK} = 10 \alpha_{a,exp} = 247500 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, ergibt sich eine maximale Schichtdicke von $6 \mu\text{m}$. Nur bei einer geringeren Schichtdicke kann diese Beschichtung einen positiven Beitrag zur Intensivierung der gesamten Wärmeübertragung bei der Kondensation leisten.

Um die Schichtdicke der PTFE-Beschichtung zu bestimmen, wurden Proben mit dem Kryobruch-Verfahren präpariert und unter einem Rasterelektronenmikroskop (REM) analysiert. Die Ergebnisse in Abbildung 40 zeigen, dass die homogene PTFE-Beschichtung eine Schichtdicke von etwa $1 \mu\text{m}$ aufweist. Daher kann die Beschichtung einen positiven Beitrag zur Intensivierung der Wärmeübertragung leisten.

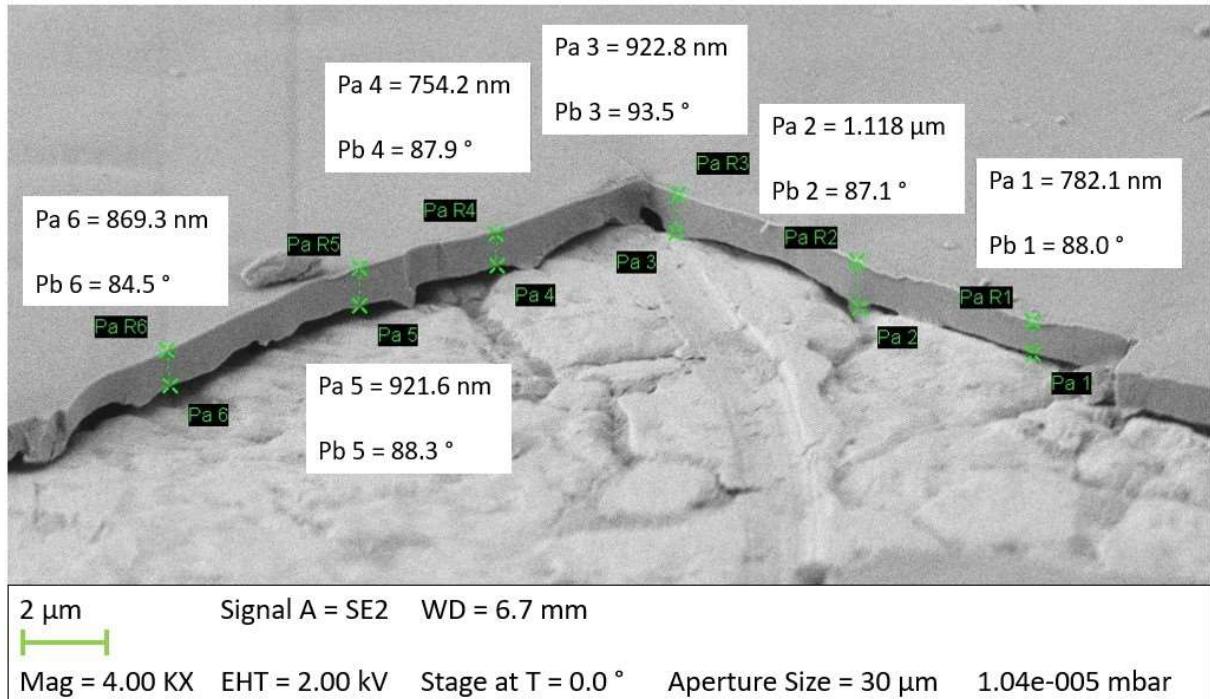


Abbildung 40: REM-Aufnahme der PTFE-Beschichtung.

Anhand dieser Schichtdicke kann der äußere Wärmeübergangswiderstand R_a , der Wärmeleitwiderstand R_W und der innere Wärmeübergangswiderstand R_i gemäß Kapitel 2.1 berechnet werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Ergebnisse des Wärmewiderstands mit PTFE-Beschichtung.

Parameter	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Einheit
	bei $\vartheta_{W,ein} = 70^\circ\text{C}$	bei $\vartheta_{W,ein} = 60^\circ\text{C}$	bei $\vartheta_{W,ein} = 50^\circ\text{C}$	
R_a	$4,76 \cdot 10^{-4}$	$4,59 \cdot 10^{-4}$	$4,31 \cdot 10^{-4}$	K/W
R_W	$8,80 \cdot 10^{-4}$	$8,80 \cdot 10^{-4}$	$8,80 \cdot 10^{-4}$	K/W
R_i	$1,66 \cdot 10^{-3}$	$1,69 \cdot 10^{-3}$	$1,79 \cdot 10^{-3}$	K/W

7. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Versuchsanlage mit hoher Messgenauigkeit konzipiert, aufgebaut und betrieben, um das Kondensationsverhalten von Wasserdampf am waagrechten Einzelrohr experimentell zu untersuchen. Zur Validierung der Messungen wurden Abweichungen $\Delta k < 3,5\%$ zwischen den experimentellen Messwerten und den Referenzwerten aus bekannten Korrelationen festgestellt. Basierend auf der Literaturrecherche wurden vier Beschichtungssysteme für diese Arbeit ausgewählt, die für die Anwendung optimiert und anschließend in der Versuchsanlage experimentell untersucht wurden. Durch die Modifikationen der Rohroberflächen mit diesen hydrophoben Beschichtungen konnte die Wärmeübertragung bei der Kondensation signifikant intensiviert werden. Eine homogene und dünne hydrophobe PTFE-Beschichtung wurde erfolgreich an der Edelstahloberfläche erzeugt, die eine langzeitstabile Tropfenkondensation am Kondensatorrohr unter industriell ähnlichen Bedingungen für mehr als 200 Stunden aufrechterhielt. Mit dieser Beschichtung konnte eine Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk von 10 % – 15 % erzielt werden.

Wie in Tabelle 2 bis Tabelle 4 dargestellt, führte die Tropfenkondensation zu einer Reduktion des außenseitigen Wärmewiderstands R_a , so dass der innenseitige Wärmewiderstand R_i einen höheren Anteil am Gesamtwärmewiderstand aufweist. Infolgedessen kann eine Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ um 110 % nur zu einer geringfügigen Zunahme des Wärmedurchgangskoeffizienten k um etwa 15 % führen. Um den gesamten Wärmedurchgang weiter zu intensivieren, muss der innenseitige Wärmewiderstand R_i verringert werden. Wie in Kapitel 2.2 erwähnt, kann der Wärmeübergang im Rohr durch die Anpassung der Rohrgeometrie intensiviert werden. Hierfür gilt das Drallrohr als eine vielversprechende Möglichkeit, den innenseitigen Wärmeübergang zu intensivieren, ohne dabei einen zu hohen Druckverlust zu verursachen [25].

Die bisherigen Betrachtungen beziehen sich auf ein Einzelrohr. In der Praxis kommen jedoch häufig waagrechte Rohrbündel vor, bei denen der Wärmeübergang im Dampfraum durch das Abtropfen des Kondensats auf die darunter liegenden Rohre beeinflusst wird. Die Auswirkungen dieses Rohrbündel-Effekts auf die Intensivierung der Wärmeübertragung durch den Einsatz von hydrophoben Beschichtungen können in zukünftigen Untersuchungen geklärt werden.

Dieses Ergebnis kann auch auf industrielle Anwendungen übertragen werden. Wenn solche PTFE-Beschichtung in dem Kondensator aus dem Fallbeispiel im Anhang I

eingesetzt wird, kann es zu mehreren positiven Veränderungen führen. Unter der Annahme, dass der Wärmedurchgangskoeffizient k dadurch ähnlich wie bei einem Einzelrohr um 10 % erhöht wird, kann bei einem Neubau des Apparats mit gegebenen Bedingungen die Wärmeübertragungsfläche um 10 % reduziert werden. Dadurch können etwa 4 Tonnen Stahl und 2 Quadratmeter Grundfläche eingespart werden. Bei einem bestehenden Kondensator kann die Applikation der PTFE-Beschichtung auf alle eingebauten Wärmeübertrager-Rohre bei konstanten Kühlwasser-Bedingungen und Wärmeleistung, zu einer Absenkung des Absolut-Sattdampfdrucks von 0,031 *bar* auf 0,030 *bar* und der Sattdampftemperatur von 24,6 °C auf 24,2 °C führen. Durch diese Absenkung des Kondensationsdrucks- bzw. der Temperatur kann der Wirkungsgrad eines modernen Dampfkraftwerks um etwa 0,1 % erhöht werden. Trotz dieser kleinen Verbesserung des Wirkungsgrads kann jedoch bei einem großen Kraftwerksblock mit 800 MW Nettoleistung der CO_2 -Ausstoß jährlich um mehr als 3000 *Tonnen* reduziert werden.

Anhang I: Fallbeispiel zur Wärmeübertragung bei der Kondensation in einer industriellen Anwendung

Um die Größenordnung und das Berechnungsverfahren bei der Kondensation zu veranschaulichen, wird im Folgenden ein reales Beispiel aus der Industrie betrachtet. In einem Kraftwerk soll 81 t/h gesättigter Wasserdampf bei einem Absolutdruck von $0,031 \text{ bar}$ mit Hilfe eines Turbinenkondensators vollständig kondensiert werden. Als Kühlmedium dient Flusswasser mit einer durchschnittlichen Temperatur von 17 °C , das maximal um 5 K erwärmt werden darf. Das Rohrbündel besteht aus Edelstahlrohren mit einem Außendurchmesser von $d_a = 18 \text{ mm}$ und einer Wandstärke von $s = 1 \text{ mm}$. Weitere relevante Daten sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Tabelle 5: Stoffdaten für einen industriellen Turbinenkondensator.

Parameter	Kühlwasser	Dampf	Kondensat
Massenstrom \dot{M} [kg/s]	2627	22,5	22,5
Druck p [bar]	6	0,031	0,031
Sättigungstemperatur ϑ_D [$^{\circ}\text{C}$]	-	24,6	24,6
Dichte ρ [kg/m^3]	998,5	0,023	997,1
Isobare Wärmekapazität c_p [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$]	4,184	1,911	4,182
Dynamische Viskosität η [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	$1,01 \cdot 10^{-3}$	$9,69 \cdot 10^{-6}$	$8,98 \cdot 10^{-4}$
Wärmeleitfähigkeit λ [$\text{W/m} \cdot \text{K}$]	0,599	0,018	0,607
Enthalpie h [kJ/kg]	-	2545,9	103,3

Daraus ergibt sich die gesamte Wärmeleistung $\dot{Q} = \dot{Q}_K = \dot{M}_K \Delta h_v = 55 \text{ MW}$.

Gemäß Kapitel 2.1.2 und Gl. (8) ergibt sich ein Wärmeleitwiderstand durch die Rohrwand von $R_W = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ K/W}$ für ein Edelstahlrohr mit einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 15 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ und einer Rohrlänge von $l = 6,1 \text{ m}$. Wobei dieser Widerstand für ein Einzelrohr darstellt, für das Rohrbündel gilt eine Parallelschaltung von Widerständen: $1/R_{W,RB} = 1/(n_R R_W)$, mit der Anzahl der Rohre $n_R = 10468$ ergibt sich der gesamte Wärmeleitwiderstand des Rohrbündels $R_{W,RB} = 1,96 \cdot 10^{-8} \text{ K/W}$.

Gemäß Kapitel 2.1.3 beträgt die Reynolds-Zahl nach Gl. (16) $Re_W = 39545 > 10^4$ bei einer Durchströmungsgeschwindigkeit von $w = 2,5 \text{ m/s}$, somit liegt die voll

ausgebildete turbulente Strömung vor. Mit Gl. (14) kann die Nußelt-Zahl berechnet werden, die einen Wert von $Nu_{m,turb} = 263$ bei $Pr_W = 7,05$ und $\xi = 0,02$ aufweist. Daraus ergibt sich der innere Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_i = 9850 \text{ W/m}^2\text{K}$ und der innere Wärmeübergangswiderstand $R_i = 3,16 \cdot 10^{-8} \text{ K/W}$.

Nach Kapitel 2.1.1 beträgt die Reynolds-Zahl gemäß Gl. (12) $Re_K = 0,39$. Unter Verwendung von Gl. (10) ergibt sich die Nußelt-Zahl für die Kondensation am waagerechten Einzelrohr zu $Nu_{F,1} = 1,31$. Da die Rohre im Rohrbündel übereinander angeordnet sind, tropft das Kondensat des oberen Rohres auf die darunter liegenden Rohre und erhöht dadurch die Schichtdicke der Wasserhaut nach unten, was den Wärmeübergangswiderstand erhöht. Daher muss die Nußelt-Zahl für das gesamte Rohrbündel entsprechend mit der Gleichung $Nu_{RB} = n_{RR}^{-1/6} Nu_{F,1}$ angepasst werden. Bei einer Anzahl von $n_R = 10468$ Rohre und $n_{RR} = 102$ Rohrreihe ergibt sich eine Nußelt-Zahl für das Rohrbündel von $Nu_{RB} = 0,61$. Daraus ergibt sich ein äußerer Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha_a = 8350 \text{ W/m}^2\text{K}$ und ein äußerer Wärmeübergangswiderstand von $R_a = 3,32 \cdot 10^{-8} \text{ K/W}$.

Zusammenfassend ergibt sich ein Gesamtwärmewiderstand von $R = 8,44 \cdot 10^{-8} \text{ K/W}$ und ein Wärmedurchgangskoeffizient von $k = 3270 \text{ W/m}^2\text{K}$. Die logarithmische Temperaturdifferenz gemäß Gl. (2) beträgt $\Delta\vartheta_{log} = 4,66 \text{ K}$, was eine Wärmeübertragungsfläche von $A = 3610 \text{ m}^2$ erfordert. Daraus ergibt sich ein Außendurchmesser des Kondensators von $3,5 \text{ m}$ und eine Gesamtlänge von etwa 8 m . Der Grundflächenbedarf beträgt somit 28 m^2 .

Anhang II: Eingesetzte MSR-Komponenten

Tabelle 6: Eingesetzte MSR-Komponenten.

Pos.	Bezeichnung	Symbol	Instrument	Typ	Messbereich	Hersteller
TIR-1	Dampf Temperatur 1	$\vartheta_{D,1}$	Pt100 Mantelwiderstands-Thermometer	DIN EN 60751 Klasse A; Vierleiter; Durchmesser 1,5mm	-200 °C bis +850 °C	THM
TIR-2	Dampf Temperatur 2	$\vartheta_{D,2}$				
TIR-3	Dampf Temperatur 3	$\vartheta_{D,3}$				
TIR-4	Kondensat Temperatur	ϑ_K				
TIR-5	Kühlwasser Eintritts-Temperatur	$\vartheta_{W,ein}$				
TIR-6	Kühlwasser Austritts-Temperatur	$\vartheta_{W,aus}$				
TIR-7	Kühlwasser Temperatur nach WÜ1	-				
TS-W	Thermostat Kühlwasser	-	Thermostat	HAAKE PHOENIX II – B7	20 °C - 250 °C ±0,01 K	Thermo Electron
WÜ1	Wärme-übertrager 1	-	Platten Wärmeübertrager	EWT-B3-12A x 12	-	EWT
WÜ2	Wärme-übertrager 2	-	Platten Wärmeübertrager	EWT-B3-12A x 30	-	EWT
PIR-1	Druckaufnehmer im Dampfraum	p_D	Absolutdruck Messumformer	PAD- AEE4S2NS00	25 mbar bis 2,5 bar	Kobold
FIR-1	Durchfluss Kühlwasser	\dot{V}_W	Wirbel Durchflussmessung	DVH-V-155S- LL2S0-H	14 - 40 l/min	Heinrichs

LI⁺	Kondensat Niveau oben	-	Elektrisch Leitfähigkeitssensor	-	-	-
LI⁻	Kondensat Niveau unten	-	Elektrisch Leitfähigkeitssensor	-	-	-
P1	Förderpumpe Kühlwasser	-	Kreiselpumpe	Matrix 3- 2T/0.45 M	20 - 80 l/min; Tmax 85°C	EBARA
P2	Förderpumpe Kondensat	-	Kreiselpumpe	JT-660	500 - 1000 l/h; Tmax 120°C	JOVTOP
FRCA- 1	Regelventil Rohdampf Durchfluss	-	Prozess- Regelsystem mit Stellungsregler	Typ 8802 Geradsitzventil Typ 2301 Positioner basic 8694	-	Bürkert
R-D	Regler FRCA-1	-	Universalregler	Wachendorff UR48481A	-	Wachen- dorff
FRCA- 2	Regelventil Kühlwasser Durchfluss	-	Prozess- Regelsystem mit Stellungsregler	Typ 8802 Geradsitzventil Typ 2301 Positioner basic 8694	-	Bürkert
R-W	Regler FRCA-2	-	Universalregler	Wachendorff UR48481A	-	Wachen- dorff
FRCA- 3	Regelventil Hallen- Kühlwasser zu WÜ1	-	Regelventil	Typ 3285	-	Bürkert
DL	Datenlogger	-	Datenlogger	Expert Key 100	Software: ProfiSignal	Delphin

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

a	$[m^2 s^{-1}]$	Temperaturleitfähigkeit
A	$[m^2]$	Fläche
c_p	$[J kg^{-1} K^{-1}]$	spezifische isobare Wärmekapazität
d	$[m]$	Durchmesser
g	$[m s^{-2}]$	Fallbeschleunigung
k	$[W m^{-2} K^{-1}]$	Wärmedurchgangskoeffizient
l	$[m]$	Rohrlänge
\mathcal{L}	$[m]$	charakteristische Länge
\dot{M}	$[kg s^{-1}]$	Massenstrom
n	$[-]$	Anzahl
Nu	$[-]$	Nußelt-Anzahl
p	$[bar]$	Druck
Pr	$[-]$	Prandtl-Zahl
\dot{Q}	$[W]$	Wärmeleistung
R	$[K W^{-1}]$	Wärmewiderstand
Re	$[-]$	Reynolds-Zahl
s	$[m]$	Schichtdicke / Wandstärke
\dot{V}	$[m^3 s^{-1}]$	Volumenstrom
w	$[m s^{-1}]$	Geschwindigkeit

Griechische Symbole

α	$[W m^{-2} K^{-1}]$	Wärmeübergangskoeffizient
η	$[Pa s]$	dynamische Viskosität
ϑ	$[^\circ C]$	Temperatur
λ	$[W m^{-1} K^{-1}]$	Wärmeleitfähigkeit
ν	$[m^2 s^{-1}]$	kinematische Viskosität

ξ	[-]	Druckverlustbeiwert
ρ	[$kg\ m^{-3}$]	Dichte
σ	[$J\ m^{-1}$]	Oberflächen- / Grenzflächenenergie
Δh_v	[$J\ kg^{-1}$]	Verdampfungs- / Kondensationsenthalpie
Θ	[$^{\circ}$]	Kontaktwinkel / Benetzungswinkel

Indizes

1	Einzel
a	Außen
aus	Austritt
B	Beschichtung
D	Dampf
ein	Eintritt
el	elektrisch
exp	experimentell
F	Kondensatfilm
FK	Filmkondensation
i	Innen
K	Kondensat
LG	Liquid – Gas
m	Mittel
ref	Referenz
R	Rohr
RB	Rohrbündel
RR	Rohrreihe
S	Stahl
SG	Solid – Gas
SL	Solid – Liquid
TK	Tropfenkondensation

<i>turb</i>	turbulent
<i>W</i>	Wasser / Wand
<i>WL</i>	Wärmeleitung

Abkürzungen

KM	Kondensat-Messbehälter
PDMS	Polydimethylsiloxan
PTFE	Polytetrafluorethylen
REM	Rasterelektronenmikroskop

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prinzipschema eines industriellen Turbinenkondensators.....	1
Abbildung 2: Temperaturverlauf bei der Kondensation an einem waagrechten Einzelrohr.....	4
Abbildung 3: Filmkondensation an einem waagrechten Einzelrohr.....	10
Abbildung 4: Intensivierung der Kondensation durch profilierte Oberflächen.....	10
Abbildung 5: Tropfenkondensation an einem waagrechten Einzelrohr.....	11
Abbildung 6: Kontaktwinkel θ eines Flüssigkeitstropfens auf einem hydrophilen Festkörper.....	12
Abbildung 7: Kontaktwinkel θ eines Flüssigkeitstropfens auf einem hydrophoben Festkörper.....	13
Abbildung 8: Foto und 3D-Zeichnung der Versuchsanlage.	21
Abbildung 9: Fließbild der Versuchsanlage.	22
Abbildung 10: Foto des Kondensators der Versuchsanlage aus doppelwandigem Glasrohr.	23
Abbildung 11: Versuchsaufbau zur Nullpunkt-Kalibrierung von Temperatur-Messfühlern.	26
Abbildung 12: Ergebnisse der Nullpunkt-Kalibrierung eines Temperatur-Messföhlers.	27
Abbildung 13: Versuchsaufbau zur Kalibrierung von Temperatur-Messfühlern mit einem Thermostat.....	28
Abbildung 14: Kalibrierungskurve eines Temperatur-Messföhlers.	28
Abbildung 15: Eingesetzter Statischer Mischer.	30
Abbildung 16: Messkurve der Parameter für Kühlwasser.	33
Abbildung 17: Messkurve der Parameter für Dampf.	34
Abbildung 18: Ergebnisse der Validierung an einem unbeschichteten Glattrohr.	36
Abbildung 19: Messergebnisse am Glattrohr mit PDMS-Beschichtung.....	38
Abbildung 20: PDMS-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.	38
Abbildung 21: PDMS-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.	38
Abbildung 22: Messergebnisse am Glattrohr mit Sol-Gel-Beschichtung.	39
Abbildung 23: Sol-Gel-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.....	39
Abbildung 24: Sol-Gel-Beschichtung nach 1 Betriebsstunde.	39
Abbildung 25: Messergebnisse am waagrechten Einzelrohr mit Polysilazan-Beschichtung bei $Re_K = 9$	40
Abbildung 26: Polysilazan-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.	40
Abbildung 27: Polysilazan-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.	41
Abbildung 28: Polysilazan-Beschichtung nach 4 Betriebsstunden.	41
Abbildung 29: Polysilazan-Beschichtung nach 21 Betriebsstunden.	41
Abbildung 30: PTFE-Beschichtung nach 0 Betriebsstunden.	42
Abbildung 31: PTFE-Beschichtung nach 2 Betriebsstunden.	42
Abbildung 32: PTFE-Beschichtung nach 20 Betriebsstunden.	42
Abbildung 33: PTFE-Beschichtung nach 72 Betriebsstunden.	42
Abbildung 34: PTFE-Beschichtung nach 208 Betriebsstunden.	43
Abbildung 35: Ergebnisse des 208-stündigen Dauertests an einem Glattrohr mit PTFE-Beschichtung bei $Re_K = 9$	43
Abbildung 36: Ergebnisse des Wärmedurchgangskoeffizienten k_{exp} durch den Einsatz von PTFE-Beschichtung an einem waagrechten Einzelrohr.	46
Abbildung 37: Veränderung des Kondensationsverhaltens bei zunehmender Kondensationsleistung.	47

Abbildung 38: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang während der Kondensation an einem waagrechten Einzelrohr mit Beschichtung.	48
Abbildung 39: Ergebnisse des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ durch den Einsatz von PTFE-Beschichtung an einem waagrechten Einzelrohr.	49
Abbildung 40: REM-Aufnahme der PTFE-Beschichtung.	51

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Oberflächenenergie σ von verschiedenen Stoffen.</i>	14
<i>Tabelle 2: Messergebnisse mit PTFE-Beschichtung.</i>	45
<i>Tabelle 3: Ergebnisse des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,exp}$ mit PTFE-Beschichtung.</i>	50
<i>Tabelle 4: Ergebnisse des Wärmewiderstands mit PTFE-Beschichtung.</i>	51
<i>Tabelle 5: Stoffdaten für einen industriellen Turbinenkondensator.</i>	I
<i>Tabelle 6: Eingesetzte MSR-Komponenten.</i>	III

Literaturverzeichnis

- [1] Thermodynamik, 18. Auflage (Eds: P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan, F. Mayinger), Springer, Berlin, 2009. DOI: 10.1007/978-3-540-92895-9
- [2] <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgas-emissionen-in-deutschland>
- [3] S. Khan, F. Tahir, A. Baloch, Review of Micro–Nanoscale Surface Coatings Application for Sustaining Dropwise Condensation, *Coatings*, 2019, 9(2), 117. DOI: 10.3390/coatings9020117
- [4] E. Schmidt, W. Schurig, W. Sellschopp, Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film, *Techn. Mech. u. Thermodyn.*, 1930, 1, 53-63. DOI: 10.1007/BF02641051
- [5] J. Rose, Dropwise condensation theory and experiment - A review, *J. Power Energy*, 2002, 216(2), 115-128. DOI: 10.1243/09576500260049034
- [6] S. Kamps, Untersuchungen und Herstellung von hydrophoben und superhydrophoben Beschichtungen zur Verbesserung des Wärmeübergangs durch dauerhafte Tropfenkondensation, Dissertation, Technische Universität Darmstadt 2012
- [7] G. Koch, A. Leipertz, Einsatz PTFE-ähnlicher Hartstoff-schichten bei der Tropfenkondensation von Wasserdampf, *Chem.-Ing.-Tech.*, 1997, 69 (1-2), 122-125. DOI: 10.1002/cite.330690122
- [8] VDI-Wärmeatlas, 12. Auflage (Eds: P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind), Springer, Berlin, 2019.
- [9] W. Nußelt, Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes, *Zeitschr. Vereines Dtsch. Ing.*, 1916, 60(27), 541-575.
- [10] U. Renz, Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs bei der Kondensation, *Chem.-Ing.-Tech.*, 1984, 56 (11), 807-818. DOI: 10.1002/cite.330561102
- [11] T. Young, An Essay on the Cohesion of Fluids, Royal Society, 1805, 95, 65-87. DOI: 10.1098/rstl.1805.0005
- [12] Baudichtstoffe, 3. Auflage (Eds: M. Pröbster), Springer, Wiesbaden, 2016. DOI: 10.1007/978-3-658-09984-8
- [13] L. Vitos, A.V. Ruban, H.L. Skriver, The surface energy of metals, *Surf. Sci.*, 1998, 411, 186-202. DOI: 10.1016/S0039-6028(98)00363-X
- [14] Ionenimplantation, 1. Auflage (Eds: H. Ryssel, I. Ruge), B. G. Teubner, Stuttgart, 1978. DOI 10.1007/978-3-663-05668-3

- [15] Q. Zhao, D. Zhang, J. Lin, Surface materials with dropwise condensation made by ion implantation technology, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1991, 34 (11), 2833-2835. DOI: 10.1016/0017-9310(91)90244-9
- [16] M.H. Rausch, A.P. Fröba, A. Leipertz, Dropwise condensation heat transfer on ion implanted aluminum surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2008, 51, 1061. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.047
- [17] M.H. Rausch, A. Leipertz, A.P. Fröba, Untersuchungen zur Ursache der Tropfenkondensation von Wasserdampf an ionenimplantierten Metalloberflächen, *Chem. Ing. Tech.*, 2010, 83 (4), 545 – 551. DOI: 10.1002/cite.201000182
- [18] X. Hu, Q. Yi, X. Kong, J. Wang, A Review of Research on Dropwise Condensation Heat Transfer, *Appl. Sci.* 2021, 11(4), 1553. DOI: 10.3390/app11041553
- [19] R. Enright, N. Miljkovic, J. Alvarado, Dropwise condensation on micro- and nanostructured surfaces. *Nanoscale Microscale Thermophys. Eng.*, 2014, 18, 223–250. DOI: 10.1080/15567265.2013.862889
- [20] Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, 29. Auflage (Eds: H. Czichos), Springer, Berlin, 1991.
- [21] J. Zhou, A. Ellis, N. Voelcker, Recent developments in PDMS surface modification for microfluidic devices, *Electrophoresis*, 2010, 31 (1), 2-16. DOI: 10.1002/elps.200900475
- [22] The Sol-Gel Handbook, 1. Auflage (Eds: D. Levy, M. Zayat), Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2015.
- [23] Y. Zhan, R. Grottenmüller, Evaluation of mechanical properties and hydrophobicity of room-temperature, moisture-curable polysilazane coatings, W Li, J *Appl Polym Sci.*, 2021, 138, DOI: 10.1002/app.50469
- [24] D. Dai, E.Y. Kenig, R. Numrich, Experimentelle Untersuchung der Tropfenkondensation am chemisch modifizierten Edelstahl-Drallrohr, *Chem. Ing. Tech.*, 2022, 94 (6), 905–911. DOI: 10.1002/cite.202100176
- [25] S. Nelly, W. Nieratschker, M. Nadler, *Chem.-Eng.-Tech.* 2015, 38 (12), 2279-2290. DOI: 10.1002/ceat.201500160

Erklärung zur Zitation von Inhalten aus studentischen Arbeiten

In Ergänzung zu meinem Antrag auf Zulassung zur Promotion in der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn erkläre ich gemäß §11 der Promotionsordnung und unter Beachtung der Regelung zur Zitation studentischer Arbeiten:

Die von mir vorgelegte Dissertation habe ich selbstständig verfasst, **und ich habe keine anderen** als die dort angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Es sind **Inhalte / keine Inhalte** studentischen Ursprungs (studentische Arbeiten) in dieser Dissertation enthalten.

Ich habe die verwendeten Arbeiten entsprechend der Regelung „Zitation aus studentischen Arbeiten in Dissertationen“ zitiert.

Ort, Datum: Paderborn, 12.12.2023

Unterschrift