



INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK UND
THERMODYNAMIK
Institute for Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Dynamische Simulation und Analyse des Wärmeübergangs eines Kohlenstoffdioxid Kreisprozesses

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-ingenieurs unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner

und

Dipl.-Ing. Viktoria Illyes

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Philip Bukovcan

Mat.Nr.: 01040422

Wien, am April 2021

Philip, Bukovcan

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt bzw. die wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Wien, am

.....

Philip BUKOVCAN

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich während meines Studiums im Rahmen meiner Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Als erstes möchte ich Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner meine Dankbarkeit aussprechen, mir die Chance gegeben zu haben, meine Thesis in seinem Forschungsgebiet verfassen zu dürfen.

Mein besonderer Dank gilt Dipl.-Ing. Viktoria Illyes für ihre stetige Unterstützung, hilfreichen fachlichen Anregungen und konstruktiven Kritik. Sie stand mir zu jedwedem Zeitpunkt verständnisvoll mit Rat und Tat zur Seite und war in schwierigen Phasen der Arbeit ein wertvoller Beistand.

Ferner möchte ich meinen Studienkollegen und Freunden für die freudige Zeit abseits des Studiums und den ständigen Rückhalt in allen Lebenslagen danken.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir mein Studium ermöglicht haben und während meiner gesamten Studienzeit stets ein offenes Ohr für mich hatten.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird eine dynamische Simulation einer Versuchsanlage des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik (TU Wien) erstellt, in deren Hauptkreislauf Kohlenstoffdioxid fließt. Das Ziel besteht darin, mit Hilfe der Simulation das dynamische Verhalten der Anlage wie beispielsweise beim Wechsel von Betriebszuständen abzubilden.

Es werden alle notwendigen Komponenten möglichst realitätsgetreu abgebildet und die notwendigen Flüssigkeiten, die nicht von der Software bereitgestellt werden, modelliert. Zu den abgebildeten Komponenten zählen Ventile, Wärmetauscher, ein Tank, eine Pumpe sowie die Verrohrung, deren Funktionsweise und Aufbau detailliert beschrieben werden.

Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf zwei hintereinander geschaltete Wärmetauscher, in denen das Medium sowohl kondensiert als auch gekühlt wird und anhand derer die Berechnung des Wärmeübergangs evaluiert wird. Es war notwendig, weitere Gleichungssysteme aus der Literatur zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in das Modell zu implementieren, da die von der Software zur Verfügung gestellte Gleichung zur Berechnung der Kondensation nicht tauglich ist, um die realen Bedingungen zufriedenstellend abzubilden.

Im Modell ist eine Steuerlogik eingebaut, durch die sich die Zustände im Modell selbständig einregeln. Zusätzlich sind SCL-Codes geschrieben worden, die es ermöglichen, die Abläufe eines bestimmten Experiments automatisiert ablaufen zu lassen.

Die Resultate der Experimente werden in Form von ausgewählten Parametern, wie dem Wärmeübergangskoeffizienten oder den abgeführten Wärmeströmen in den betrachteten Wärmetauschern, aufbereitet.

Abstract

In this work, a dynamic simulation of an experimental plant of the Institute for Energy Systems and Thermodynamics (Vienna University of Technology) is created, in whose main circuit carbon dioxide flows. The aim is to use the simulation to map the dynamic behaviour of the plant, for example when changing operating states.

All necessary components are mapped as realistically as possible and the necessary fluids that are not provided by the software are modelled. The mapped components include valves, heat exchangers, a tank, a pump as well as the piping, whose function and structure are described in detail.

The main focus is on two heat exchangers connected in series, in which the medium is both condensed and cooled and on the basis of which the calculation of the heat transfer is evaluated. It was necessary to implement further equation systems from the literature for calculating the heat transfer coefficient in the model, as the equation provided by the software for calculating condensation is not suitable for satisfactorily representing the real conditions.

A control logic is built into the model, through which the states in the model regulate themselves independently. In addition, SCL-Codes have been written that make it possible to run the sequences of a particular experiment automatically.

The results of the experiments are processed in the form of selected parameters, such as the heat transfer coefficient or the dissipated heat flows in the heat exchangers under consideration.

Inhalt

1. Aufgabenstellung.....	1
2. Beschreibung der Anlage und der durchzuführenden Experimente	2
3. Theorie	4
3.1. Verhalten von CO ₂ bei Kondensation	4
3.2 Beziehungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	8
3.2.1 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation.....	8
3.2.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Dittus und Boelter	20
4. Methodik zum Simulationsprogramm.....	21
4.1. Grundkenntnisse des Simulationsprogramms.....	21
4.1.1. Berechnungsgrundlagen	21
4.1.2. Aufbau eines Simulationsmodells	25
4.2 Definition der Fluide.....	29
4.3 Aufbau der Steuerlogik und Regelung des Systems.....	33
4.4 Modellierung des Kreislaufs und Ablauf der Experimente.....	37
4.4.1 Modellierung der Kondensatoren, Kühler und des Verdampfers	37
4.4.2 Modellierung der Pumpe.....	44
4.4.3 Modellierung des Tanks.....	46
4.4.4 Modellierung der Ventile	49
4.4.5 Gesamtmodell und Präsentation des Codes.....	52
4.5 Betrachtung der voreingestellten Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation	54
4.6 Methoden zur Implementierung eigener Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten.....	58
5. Ergebnisse	66
5.1 Cooling.....	66
5.2 Condensing	73
5.2.1 Condensing mit voreingestellter Berechnung.....	74
5.2.2 Condensing mit selbstimplementierten Gleichungen.....	79
5.3 Kontrollierbarkeit des Massenstroms.....	89
6. Diskussion der Ergebnisse	90
7. Fazit.....	93
Anhang	94
Nomenklatur	94
Tabellenverzeichnis.....	98
Abbildungsverzeichnis	99
Codes für den Ablauf der Experimente	101

Cooling 66 bar mit Kühlmittelmischung	101
Cooling 63 bar mit Kühlmittelmischung	103
Cooling 66 bar mit Wasser als Kühlmittel	106
Cooling 63 bar mit Wasser als Kühlmittel	108
Condensing 66 bar mit Kühlmittelmischung	110
Condensing 63 bar mit Kühlmittelmischung	114
Code der Benutzerkomponenten des Precoolers.....	118
Code der Benutzerkomponenten der Test-Tube	120
Tabellen der Experimente	124
Literatur	134

1. Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine dynamische Simulation mit der Software APROS erstellt werden, die eine reale Anlage abbildet, die von der Technischen Universität Wien gebaut und betrieben wird. APROS steht für „Advanced Process Simulator“ und wird seit den späten 1980er Jahren von VTT (Technical Research Centre of Finland) und Fortum entwickelt [1]. Für die Simulation müssen alle realen Komponenten im Hauptkreislauf, als auch die verwendeten Fluide virtuell abgebildet werden. Die Hauptaufgabestellung beruht dabei auf der Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Kondensation und Kühlung von Kohlenstoffdioxid (CO₂).

Dahingehend werden zwei Arten von Experimenten durchgeführt, die im nachfolgenden Kapitel erläutert werden, um Informationen über Parameter wie den Wärmeübergangskoeffizienten bzw. den Wärmestrom zu erhalten. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation werden einige Beziehungen aus der Literatur aufgestellt, die in das System implementiert werden sollen. Die Ergebnisse dieser Experimente werden, sowohl bei den standardmäßig vorhandenen Gleichungssystemen, als auch bei den selbstimplementierten Beziehungen, mit Daten aus der Literatur verglichen, da zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit, keine experimentellen Vergleichswerte vorhanden waren. Zusätzlich soll der möglichst kürzeste Durchlauf der Experimente und die notwendigen Randbedingungen, um diese durchzuführen, ermittelt werden.

Weiters sollen die Vorgänge der Simulationen komplett automatisiert ablaufen. Diese Forderung beinhaltet das Erstellen einer Steuerlogik, mit der essenzielle Parameter effizient und exakt über die Randwerte des Simulationsmodells geregelt werden können, als auch das Schreiben eines Codes um den gesamten Ablauf einer Simulation zu definieren.

2. Beschreibung der Anlage und der durchzuführenden Experimente

Die abzubildende Anlage ist in Abbildung 1 als Schaltbild dargestellt. Das im Hauptkreislauf zirkulierende CO_2 wird in einem Verdampfer, dessen Arbeitsmittel das Thermo-Öl „Therminol VP-1“ ist, überhitzt und fließt anschließend durch eine Drossel, die den Druck absenkt. Das Medium fließt darauffolgend durch drei hintereinander geschaltete Wärmetauscher, in denen das CO_2 gekühlt und kondensiert wird. Diese werden der Reihe nach, namentlich als „Precooler“, „Test-Tube“ und Schluss-Kondensator aufgeführt. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf den ersten beiden Wärmetauschern, da aus ihnen der Großteil der Ergebnisse erlangt wird. Die Ergebnisse stehen im Zusammenhang mit dem Wärmeübergang und bestehen z.B. aus dem abgeführten Wärmestrom und dem Wärmeübergangskoeffizienten.

Der Schlusskondensator übernimmt dabei die Aufgabe, das CO_2 bis auf den Sättigungszustand zu kondensieren. Das Medium fließt nach der vollständigen Kondensation in einen Tank, in dem sich das Gemisch aus Flüssigkeit und Dampf befindet. Aus dem Tank wird reine Flüssigkeit entnommen, die in einem nachfolgenden Wärmetauscher weiter abgekühlt wird, damit es in der darauffolgenden Pumpe, mit der auf den gewollten Massenstrom beschleunigt wird, zu keinen Kavitationsschäden kommt. Da die Zufuhr des Kühlmittels zu den Kühlern und Kondensatoren über dasselbe Rohrsystem stattfindet, wird vor dem Eingang dieser Wärmetauscher ein Ventil benötigt, um die Massenströme regulieren zu können.

Alle im System verwendeten Wärmeüberträger sind, bis auf die Test-Tube, Rohrbündelwärmetauscher. Während im Precooler das CO_2 im Mantel gekühlt und kondensiert wird, fließt das Medium in den restlichen Wärmetauschern durch die Rohre. Die Test-Tube ist ein simpler Rohr-in-Rohr Wärmetauscher, was bedeutet, dass der Mantel nur ein einziges Rohr umhüllt. Auch hier strömt das CO_2 durch das innere Rohr. Während der Verdampfer im Gleichstrom ausgelegt ist, arbeiten alle anderen Wärmetauscher im Gegenstrom. Dabei sind der Precooler, der Schluss-Kondensator und der Unterkühler als Zwei-Weg Wärmeüberträger ausgelegt. Das bedeutet, dass die Rohre den Mantel zweimal in verschiedener Richtung durchlaufen und somit keinen reinen Gegenstrom darstellen. Die Rohre laufen dabei entweder in einen weiteren Kopf ein, oder erfahren, im Falle der Anwendung von U-Rohren, eine Abbiegung. Der Verdampfer ist als Ein-Weg Bauteil dimensioniert. Auf die spezifischen Daten, die benötigt werden, um das Modell zu erstellen, wird in Kapitel 4.4 eingegangen.

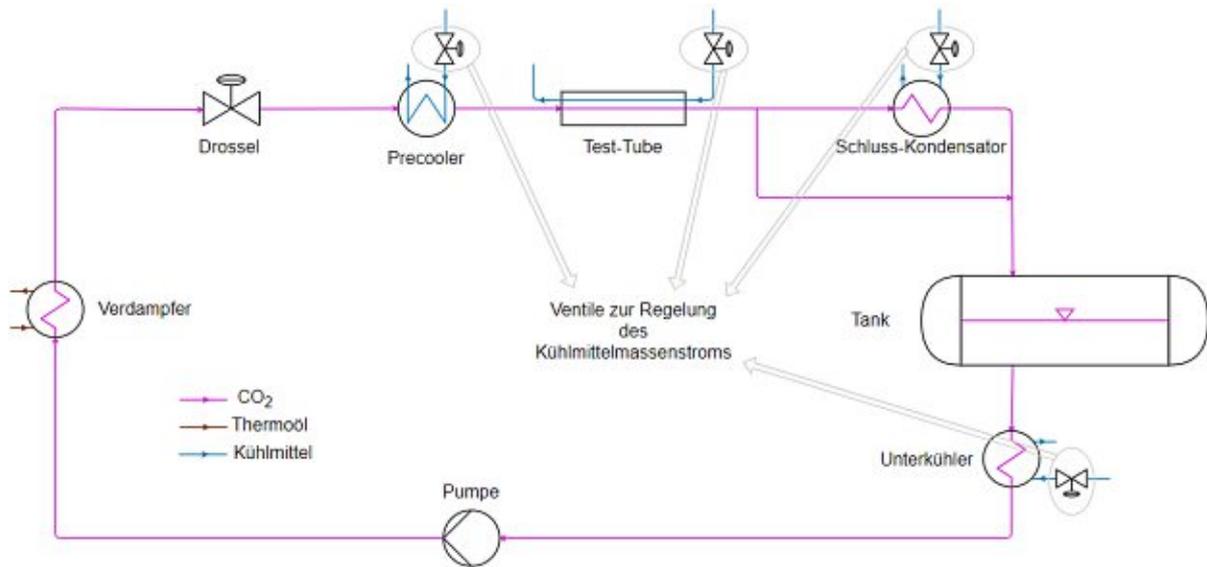


Abbildung 1: Schaltbild der realen Anlage

Die mit der dynamischen Simulation durchzuführenden Experimente teilen sich in Kühlen und Kondensieren des Kohlenstoffdioxids auf und werden jeweils „Cooling“ und „Condensing“ genannt. Beide Experimente werden bei Drücken von 63 und 66 bar, sowie jeweils vier Massenströmen von 0,1 bis 0,4 kg/s durchgeführt. Die zu diesen Drücken zugehörigen Sättigungstemperaturen, sind mit jeweils 24 und 26 °C gegeben. Beide Experimente werden dabei sowohl mit reinem Wasser als auch einem Gemisch von 65 % Wasser und 35 % Ethylenglykol als Kühlmittel durchgeführt.

Beim Cooling wird das CO₂ als überhitzter Dampf, bei allen vier Massenströmen in der Test-Tube maximal abgekühlt. In diesem Zusammenhang wird das Fluid bei jedem Massenstrom, in zwei Schritten, also von zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus aus, gekühlt. Dabei ist zu beachten, dass sich die Temperatur des Thermoöls maximal bei Temperaturen um 205 °C bewegen soll. Beim Condensing wird wiederum bei allen vier Massenströmen des CO₂, das Fluid in der Test-Tube schrittweise komplett kondensiert. Der Precooler übernimmt bei beiden Experimenten die Aufgabe, das Medium entweder auf eine bestimmte Temperatur herunter zu kühlen, oder auf eine bestimmte Dampfziffer zu kondensieren. Dabei dürfen die Massenströme des Kühlmittels den Grenzwert von 1,7 kg/s nicht überschreiten. In der Test-Tube wird bei einem konstanten Massenstrom des Kühlmittels von 1 kg/s gekühlt bzw. kondensiert.

3. Theorie

3.1. Verhalten von CO₂ bei Kondensation

Eine Vielzahl von wissenschaftlichen Arbeiten setzt sich mit dem Verhalten von CO₂ bei Kondensation auseinander. In diesen Werken wird die Kondensation experimentell untersucht und beschrieben. Dabei wird der gemittelte Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Massenstromdichten, reduzierten Drücken, Sättigungstemperaturen und Strömungsformen, sowie unterschiedlichen Rohrdurchmessern errechnet. Um einen Überblick über das Verhalten beim Kondensieren zu geben, sollen hier einige Aspekte aus mehreren Werken herausgearbeitet werden.

In [2] wird das Kohlenstoffdioxid innerhalb von sieben glatten Rohren, mit einem inneren Durchmesser von 0,9 mm, bei Ringströmung kondensiert. Diese Rohre sind über einen Wärmeleitkleber mit einer gekühlten Platte verbunden, über die der Wärmeaustausch durch Leitung stattfindet. Dabei wird der globale Wärmedurchgangskoeffizient des Kondensators experimentell bestimmt und der CO₂-seitige Wärmeübergangskoeffizient innerhalb der Rohre durch Datenreduktion über die geometrischen Werte, die Wärmeleitfähigkeiten und den globalen Wärmedurchgangskoeffizienten des Wärmetauschers berechnet [2].

Die erhaltenen Resultate für den globalen Wärmedurchgangskoeffizient und den CO₂-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten, sind in Abbildung 2 und 3 für Massenstromdichten von 180 und 360 kg/(m²s) und Temperaturen von -5 und 15 °C visualisiert. Es ist ersichtlich, dass sich die Wärmeübergangszahl mit der Menge an Dampf im Medium erhöht. Bei höheren Sättigungstemperaturen verringert sich der Wert und bleibt über den Kondensationsprozess hinweg nahezu unverändert. Da die Dampffizier einen Wert von 0,8 nicht überschreitet bzw. 0,2 unterschreitet, wird keine Aussage über den Übergang geliefert. Durch mögliche vorhandene Messfehler besteht eine Unsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten von ±30 % [2].

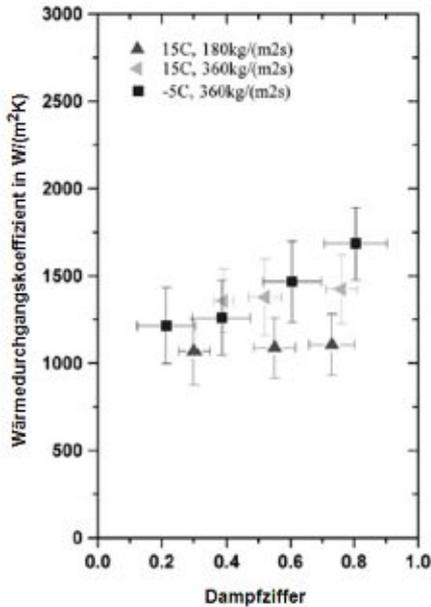


Abbildung 2. Globale Wärmedurchgangskoeffizienten beim Kondensieren [2]

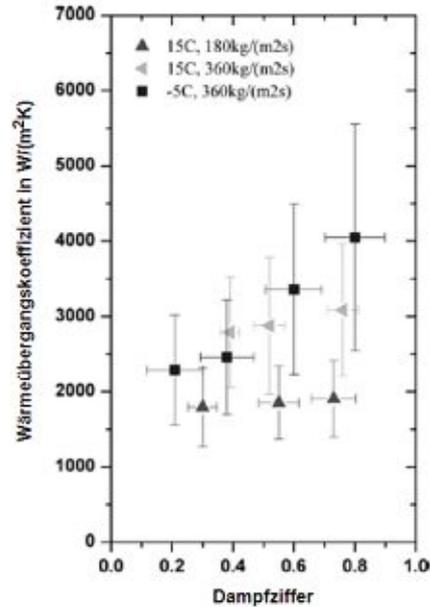


Abbildung 3. CO₂-seitige Wärmeübergangskoeffizienten beim Kondensieren [2]

In [3] fließt das CO₂ in 250 mm langen glatten und gerippten Rohren aus Kupfer. Die glatten Rohre haben einen inneren Durchmesser von 6,1 mm, während bei den gerippten Rohren ein innerer Durchmesser von 6,3 mm errechnet wird. Beide Rohre sind mit einem Messingmantel der Länge 150 mm umhüllt, während bei dem gerippten Rohr dazwischen noch eine weitere Schicht aus Kupfer vorhanden ist. Um den Mantel schlingen sich insgesamt acht Rohre, in denen die Kühlflüssigkeit strömt [3].

Die Experimente werden bei niedrigen Temperaturen von -25 und -15 °C und Massenstromdichten von 200 bis 400 kg/(m²s) ausgeführt. Da sich die Dampfziffer in dem kurzen Rohrstück höchstens um 1 % ändert, können die Wärmeübergangskoeffizienten α bei exakten Dampfgehalten in einer Spannbreite von 0,1 bis 0,9 gemessen werden [3].

Die Resultate für beide Rohre zeigen deutlich auf, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Dampfziffer zunimmt und dieser Effekt durch niedrige Sättigungstemperaturen verstärkt wird, mit der Ausnahme bei niedrigen Massenstromdichten und glatten Rohren, bei denen dieser Effekt nicht stark ausgeprägt ist. Auch weist die Kondensation beider Rohrtypen kaum bis keine Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Sättigung und Wand auf. Ein wichtiger Unterschied ist, dass der Wärmeübergangskoeffizient bei gerippten Rohren kaum von der Massenstromdichte abhängt, hingegen bei glatten Rohren bei höherer Massenstromdichte mit zunehmendem Dampfgehalt ansteigt. Messfehler des gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten reichen von 8 bis 15 %. Die Resultate sind in Abbildung 4 aus Diagrammen in [3] nachgebildet worden und die Werte somit nicht exakt dieselben.

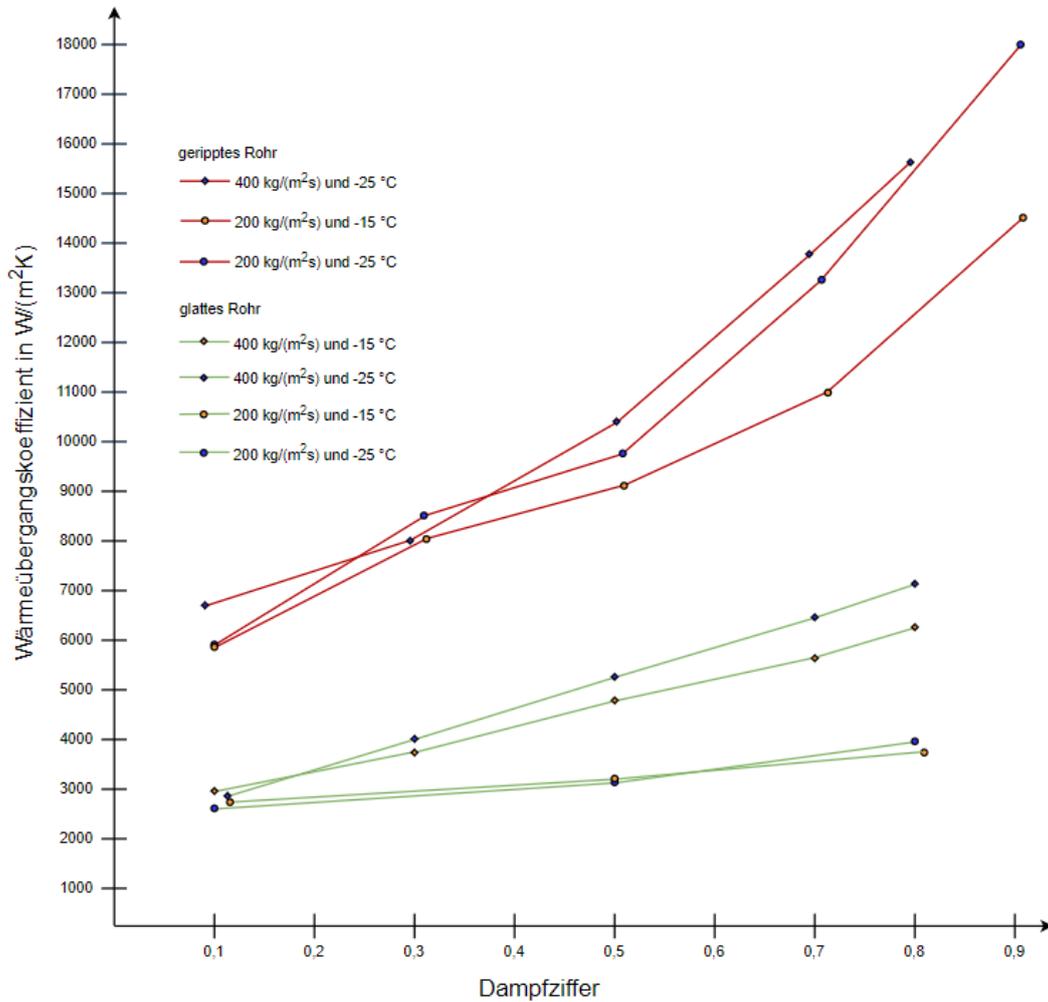


Abbildung 4: Wärmeübergangskoeffizienten in [3] für glatte und gerippte Rohre bei verschiedenen Sättigungstemperaturen und Massenstromdichten beim Kondensieren

In [4] wird bis auf kleinere Durchmesser des glatten Rohres von 3,48 mm und des gerippten Rohres von 3,51 mm, derselbe Aufbau des Kondensators verwendet wie in [3]. Die Experimente werden zwar mit denselben Temperaturen durchgeführt, die Massenstromdichten werden jedoch auf 800 $kg/(m^2s)$ erweitert. Es werden in der Arbeit sowohl glatte als auch gerippte Rohrtypen diskutiert, jedoch gelten die hier aufgeführten Sachverhalte nur für die glatten Rohre. Bei diesen hohen Massenstromdichten wird ab einer Dampfziffer von 0,15 eine Ringströmung und darunter eine gewellte Schichtenströmung angenommen. Im Gegensatz zu [3] wird bei den höchsten Massenstromdichten eine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Sättigung erkannt, indem der Koeffizient im Gebiet der Ringströmung bei höherer Differenz steigt. In [4] wird auch erläutert, weshalb bei niedrigen Massenstromdichten von 200 $kg/(m^2s)$ die Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten marginal ausfällt. Bis zu einer Dampfziffer von 0,5 liegt Schichtenströmung vor und diese ist durch Zunahme der Schubspannung in Folge der Steigerung der Dampfzahl kaum betroffen. Im Gebiet der Ringströmung ist das Verhalten genau umgekehrt und α wächst mit steigender Dampfziffer. Mit der Abnahme des inneren

Durchmessers verstärkt sich die Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten, vor allem im Bereich der Ringströmung, aufgrund der dadurch steigenden Massenstromdichten.

In [5] wird wiederum derselbe Aufbau des Kondensators verwendet wie in [3], wobei hier jedoch nur ein glattes Rohr mit dem Durchmesser von 6,1 mm betrachtet wird. Die Experimente werden bei Massenstromdichten von 100 bis 250 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, mittleren vom CO_2 abgegebenen Wärmestromdichten von 3 bis 30 kW/m^2 und mittleren Enthalpien von 250 bis 480 kJ/kg , als auch unter- und überkritischen Drücken von 50 bis 75 bar durchgeführt.

In Abbildung 5 sind die Wärmeübergangskoeffizienten als Ergebnisse zweier Experimente bei Massenstromdichten von 150 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, Wärmestromdichten von 10 kW/m^2 , sowie Sättigungsdrücken von 60 (linkes Bild) und 70 bar (rechtes Bild), zusammen mit möglichen Beziehungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt. Anzumerken ist, dass die Dampfziffer über die gemittelte Enthalpie errechnet wurde und somit nicht den massenspezifischen Wert darstellt und die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Sättigungszustand bei beiden Fällen einen Wert von sechs Kelvin nicht überschreitet [5].

Vorteilhaft an Referenz [5] ist, dass der Übergang von überhitzten Dampf in das Zweiphasengebiet behandelt wird. Üblicherweise werden diese Übergänge mithilfe der mittleren Enthalpie bzw. Temperatur definiert, jedoch wurde festgestellt, dass nach dieser Konvention schon vor dem Eintritt in das Nassdampfgebiet latente Wärme frei wird und somit Korrelationen zur Berechnung von α im überhitzten Bereich in der Nähe des Übergangs schlechtere Annäherungen errechnen. Dieser Effekt wird durch höhere Wärmestromdichten verstärkt und durch höhere Drücke abgemildert [5].

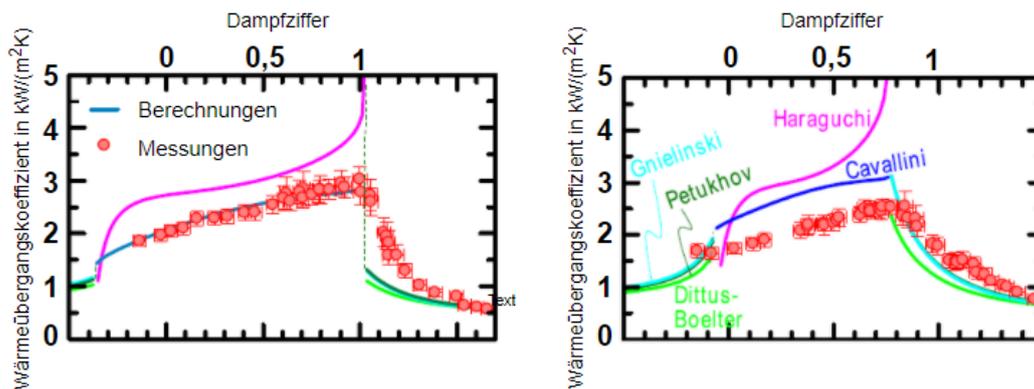


Abbildung 5: Wärmeübergangskoeffizient bei Massenstromdichte von 150 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, 10 kW/m^2 , 60 (linkes Bild) und 70 bar (rechtes Bild) [5]

Weitere Ergebnisse, welche nicht in den Abbildungen ersichtlich sind, ist dass mit zunehmendem Druck (und somit auch mit zunehmender Temperatur) bis etwa 72 bar der Wärmeübergangskoeffizient abnimmt, dann über den kritischen Punkt bis zu seinem maximum bei ca. 75 bar zunimmt und dann wieder abfällt. Dieser Effekt hängt mit einer Variation von Eigenschaften zusammen, auf die hier jedoch nicht weiter eingegangen wird [5].

Zusammengefasst kann behauptet werden, dass sich in all diesen Arbeiten ein Muster abzeichnet: Bei niedrigeren Sättigungstemperaturen, steigenden Dampfziffern und höheren Massenstromdichten, erhöht sich der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten, bis auf einige Ausnahmen. Auch besteht ein Einfluss der Strömungsform, mit der Tendenz der Steigung von α in turbulenten Regionen (Ringströmung). Auf die Strömungsform wirkt sich wiederum die Massenstromdichte mit dem Durchmesser aus.

3.2 Beziehungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

3.2.1 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation

Die hier angeführten Beziehungen beschäftigen sich mit der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation. Die Korrelationen von Akers et al., Thome et al., Shah, sowie Gleichung (35) für rein laminare Strömungen berechnen den Koeffizienten bei Kondensation innerhalb der Rohre, während Gleichung (32) die Kondensation an den Außenflächen behandelt.

Die erste nachfolgend dargestellte Beziehung, wurde von W. Akers, H. Deans und O. Crosser für Dampfziffern x von 0,1 bis 1 entworfen. Bis auf die Dichte des Dampfes ρ_d und der Massenstromdichte G der Reynoldszahl, die für Dampf und Flüssigkeit gilt, sind alle anderen, von Temperatur und Druck abhängigen Parameter, für Flüssigkeit gegeben. Dazu zählen die Reynoldszahl Re_f , Prandtlzahl Pr_f , Wärmeleitfähigkeit λ_f und dynamische Viskosität μ_f . D_h ist der hydraulische und D_i der innere Durchmesser in Metern. Die Reynoldszahl für reine Flüssigkeit ist nach Gleichung (2) definiert. Die Korrelation wird entsprechend [2], für eine Ringströmung wie folgt aufgestellt:

$$\alpha_{Ak} = 0,026 \left(\frac{\lambda_f}{D_h} \right) Pr_f^{1/3} Re_f^{0,8} \left[\frac{x}{1-x} \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{0,5} + 1 \right] \quad (1)$$

$$Re_f = \frac{GD_i}{\mu_f} \quad (2)$$

Die Korrelation von Thome et al. wurde in [6] für insgesamt 15 Kältemittel bei Massenstromdichten von 24 bis 1022 kg/(m²s), Dampfziffern von 0,03 bis 0,97, inneren Rohrdurchmessern von 3,1 bis 21,4 mm und reduzierten Drücken von 0,02 bis 0,80 getestet. Die auf Strömungsformen basierende Gleichung für Kondensation in glatten horizontalen Rohren entwickelte sich aus dem Prinzip für Wärmeübertragung bei Verdampfen und gilt für Ringströmungen (wobei hier die Pfropfen- und Nebelströmung dazugezählt wird), als auch für

gewöhnliche und gewellte Schichtenströmung. Das dazugehörige Strömungsbild ist in [7] zu finden.

Während sich bei der Ringströmung typischerweise ein kompletter Ring von Flüssigkeit im inneren des Rohres bildet, wird für die Berechnung mit den Schichtenströmungen, nach Abbildung 6 angenommen, dass sich ein Flüssigkeitsring, in Abhängigkeit des Winkels θ bildet und die restliche innere Fläche des Rohres von einer dünnen Schicht, des sich gebildeten Kondensats benetzt wird, welches laminar an der Rohrinneenseite herunterrinnt.[6].

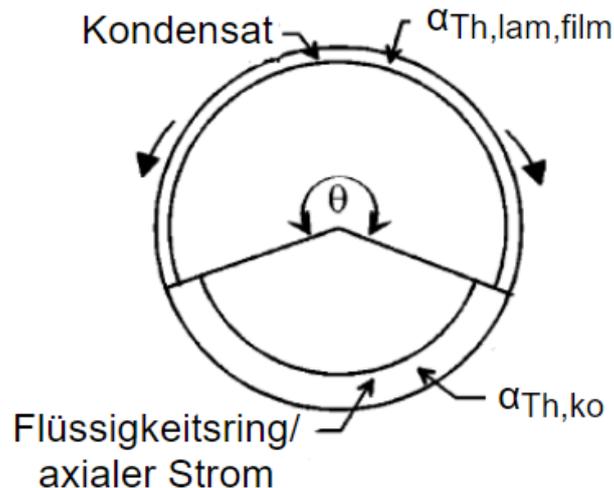


Abbildung 6: Geometrien der Schichtenströmungen und Wärmeübergangskoeffizienten für die Korrelation nach Thome et al. [6]

Nach diesen Annahmen ergibt sich die Korrelation nach Gleichung (3). Wobei $\alpha_{Th,ko}$ den konvektiven Wärmeübergang für den axialen turbulenten Strom, $\alpha_{Th,lam,film}$ die Filmkondensation basierend auf der Theorie nach Nusselt für den laminaren Flüssigkeitsfilm, r_i den inneren Rohrradius und θ den Winkel aus Abbildung 6 darstellt [6].

$$\alpha_{Th} = \frac{\alpha_{Th,lam,film} r_i \theta + (2\pi - \theta) r_i \alpha_{Th,ko}}{2\pi r_i} \quad (3)$$

Wenn eine Ringströmung vorhanden ist, wird θ zu Null und es entfällt der laminare Term der Formel. Somit ist α_{Th} gleich $\alpha_{Th,ko}$. Falls die Berechnung für eine Schichtenströmung ausgeführt wird, muss der Winkel θ berechnet werden. Nachfolgend wird für gewellte und gewöhnliche Schichtenströmung der Index „Schg“ und „Sch“ angewendet. Falls kein Index vorhanden ist, gilt die Variable für beide Strömungsformen. θ_{Sch} kann entweder iterativ über die implizite Gleichung (4) oder mit dem expliziten Ausdruck (5) errechnet werden, in denen D_i der innere Durchmesser und ε der Volumenanteil des Dampfes ist [6]:

$$A_f = \frac{D_i^2}{8} [(2\pi - \theta_{\text{Sch}}) - \sin(2\pi - \theta_{\text{Sch}})] \quad (4)$$

$$\theta_{\text{Sch}} = 2\pi - 2 \left[\pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200} (1 - \varepsilon)\varepsilon [1 - 2(1 - \varepsilon)] [1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \right] \quad (5)$$

A_f ist der Bereich des Querschnitts, der von der flüssigen Phase eingenommen ist [6],

$$A_f = (1 - \varepsilon)A \quad (6)$$

während A_d der Bereich des Querschnitts ist, der vom Dampf belegt wird [6].

$$A_d = \varepsilon A = 1 - A_f \quad (7)$$

Für den Winkel der gewellten Schichtenströmung θ_{Schg} gilt [6],

$$\theta_{\text{Schg}} = \theta_{\text{Sch}} \left(\frac{G_{\text{Schg}} - G}{G_{\text{Schg}} - G_{\text{Sch}}} \right)^{0,5} \quad (8)$$

in der G_{Schg} und G_{Sch} die Massenstromdichten sind, mit denen in Abhängigkeit von der Dampfciffer x die Übergänge zwischen den Strömungsformen festgelegt sind. G_{Schg} und G_{Sch} sind in [7] wie folgt definiert:

$$G_{\text{Schg}} = \left[\frac{16A_{d,\text{dim}}^3 g D_i \rho_f \rho_d}{x^2 \pi^2 (1 - (2H_{f,\text{dim}} - 1)^2)^{0,5}} \left[\frac{\pi^2}{25H_{f,\text{dim}}^2} \left(\frac{We}{Fr} \right)_f^{-1,023} + 1 \right] \right]^{0,5} + 50 - 75e^{-\frac{(x^2 - 0,97)^2}{x(1-x)}} \quad (9)$$

$$G_{\text{Sch}} = \left[\frac{226,3^2 A_{f,\text{dim}} A_{d,\text{dim}}^2 \rho_d (\rho_f - \rho_d) \mu_f g}{x^2 (1 - x) \pi^3} \right]^{\frac{1}{3}} + 20x \quad (10)$$

$A_{f,dim}$ und $A_{d,dim}$ sind dimensionslose Kennzahlen, die durch das Dividieren des zugehörigen Querschnitts für die Flüssigkeit A_f und den Dampf A_d mit dem inneren Durchmesser D_i^2 ermittelt werden. $H_{f,dim}$ ist die dimensionslose Höhe der Flüssigkeit und wird nach Gleichung (11) berechnet, während das Verhältnis der Weberzahl We und der Froudezahl Fr für die Flüssigkeit nach Gleichung (12) errechnet wird. ρ_f und ρ_d sind die Dichten der Flüssigkeit und des Dampfes, μ_f ist die dynamische Viskosität der Flüssigkeit, g und σ stellen die Erdbeschleunigung und Oberflächenspannung dar. Falls der Wert von G_{Schg} für eine bestimmte Dampfziffer überschritten wird, gelten die Regeln für Ringströmung, andernfalls wird die Richtlinie für gewellte Schichtenströmung umgesetzt, während G_{Sch} die Grenzbedingung für die gewellte und gewöhnliche Schichtenströmung darstellt [7].

$$H_{f,dim} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{Sch}}{2} \right) \right) \quad (11)$$

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_f = \frac{g D_i^2 \rho_f}{\sigma} \quad (12)$$

$\alpha_{Th,ko}$ errechnet sich nach Gleichung (13). Die Reynoldszahl für einen Flüssigkeitsfilm $Re_{F, \text{film}}$, die auf der mittleren Massenstromdichte des Fluids in A_f basiert, ist nach Formel (14) definiert, und die Dicke des Flüssigkeitsfilms δ_{film} errechnet sich nach dem geometrischen Ausdruck (15). Die Potenzen der Reynolds- und Prandtlzahl und der Wert 0,003 sind empirische Konstanten [6].

$$\alpha_{Th,ko} = 0,003 Re_{F, \text{film}}^{0,74} Pr_f^{0,5} \frac{\lambda_f}{\delta_{\text{film}}} f_0 \quad (13)$$

$$Re_{Th, F, \text{film}} = \frac{4G(1-x)\delta_{\text{film}}}{(1-\varepsilon)\mu_f} \quad (14)$$

$$A_f = \frac{(2\pi - \theta)}{8} [D_i^2 - (D_i - 2\delta_{\text{film}})^2] \quad (15)$$

Der Term f_0 wird als Korrekturfaktor für die Oberflächenrauigkeit zwischen den beiden Phasen herangezogen und nach Formel (16) ermittelt. Falls es sich um eine gewöhnliche Schichtenströmung handelt und die Bedingung $G < G_{Sch}$ zutrifft, wird der Term (G/G_{Sch}) dazu

multipliziert. Für das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeiten (v_d/v_f) wird Gleichung (17) angeführt [6].

$$f_0 = 1 + \left(\frac{v_d}{v_f}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{(\rho_f - \rho_d)g\delta^2}{\sigma}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (16)$$

$$\left(\frac{v_d}{v_f}\right) = \frac{x\rho_f(1 - \varepsilon)}{\varepsilon\rho_d(1 - x)} \quad (17)$$

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für Filmströmungen nach Nusselt $\alpha_{Th,lam, film}$ errechnet sich mit Beziehung (18). Dabei wird nicht vom höchsten Punkt des Rohres bis $\theta/2$ integriert, sondern der mittlere Wert um den Umfang herum, von ganz oben bis unten, mit seinem analytischen Wert von 0,728 verwendet. Noch nicht erläuterte Parameter sind die Temperaturen der Wand und der Sättigung T_{Wa} und T_s , sowie die Verdampfungsenthalpie h_V [6].

$$\alpha_{Th,lam, film} = 0,728 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_d)gh_V\lambda_f^3}{D_i\mu_f(T_s - T_{Wa})} \right]^{0,25} \quad (18)$$

Zusätzlich ist anzumerken, dass die hier besprochene Korrelation nicht für Werte des Volumenanteils des Dampfes ε von Eins berechnet werden kann, da durch die Definition der Reynoldszahl nach Gleichung (14) der Term $\alpha_{Th,ko}$ durch Null dividiert würde [6]. In [7] sind noch die Massenstromdichten für drei weitere Übergangszonen, als auch die Berechnung von ε mit einem logarithmischen Mittelwert zwischen Werten für einen homogenen und nicht homogenen Strom definiert. Diese finden in dieser Abhandlung keine weitere Verwendung und werden somit nicht angeführt.

Sowohl die Gleichung von Akers et al., als auch Thome et al. werden in [2] für eine Ringströmung und glatte Rohre mit einem inneren Durchmesser von 0,9 mm angewendet. Die Berechnungen werden mit experimentellen Werten für CO₂ bei einer Dampfziffer von 0,6, Sättigungstemperaturen von -5 bis 15 °C und einer Massenstromdichte von 360 kg/(m²s) verglichen. Es muss hier noch darauf hingewiesen werden, dass die Dicke des Flüssigkeitsfilms δ_{film} aus Formel (15) in [2] durch den hydraulischen Durchmesser D_h ausgetauscht wird. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7 dargestellt und zeigen deutlich auf, dass die errechneten Werte bei höheren Temperaturen absinken und bessere Korrelationen ergeben.

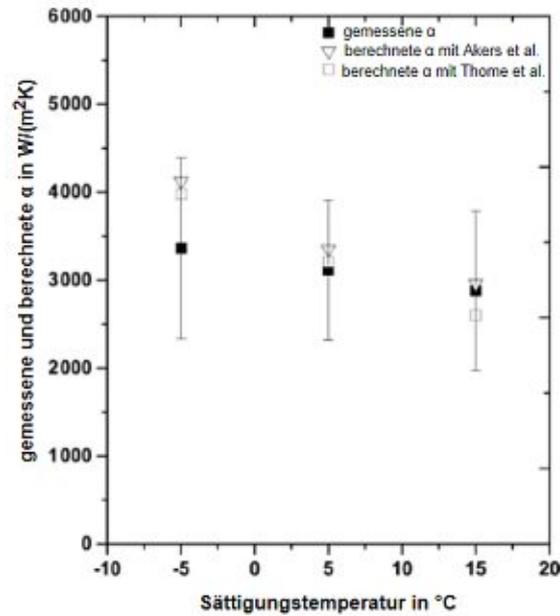


Abbildung 7: Vergleich experimenteller und mit Gleichung (1) und (3) berechneter Werte für α bei einer Dampfziffer von 0,6 und einer Massenstromdichte von $360 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ [2]

Die Korrelation nach Shah ist für ein große Spannbreite experimenteller Daten von insgesamt 24 Medien, inklusive CO_2 , erprobt worden und gilt sowohl für horizontale als auch für geneigte und vertikale Rohre mit nach unten gerichtetem Strom. Die Eigenschaften der Medien sind allesamt bei Sättigungstemperatur berechnet worden. Unter Berücksichtigung sämtlicher Daten aller 24 Fluide beträgt die mittlere Abweichung 16,1 %. Die Grenzwerte, in denen diese Korrelation für die Summe aller Medien zufriedenstellende Ergebnisse ergibt, sind in Tabelle 1 zusammengefasst [8].

Tabelle 1: Grenzwerte mit denen die Korrelation nach Shah, für die in [8] angeführten Fluide getestet wurde

Parameter	Bereich
Innerer Rohrdurchmesser in mm	2 - 49
Reduzierter Druck	0,0008 – 0,9460
Massenstromdichte in $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$	4 - 820
Pr_f	1 - 18
Re_f	68 - 84827
Re_d	9534 - 523317
x	0,01 – 0,99
Z_{sh}	0,005 – 20,000
$V_{d,dim}$	0,06 – 20,00

Die Korrelation bedient sich dabei der nachfolgenden zwei Gleichungen, in denen μ die dynamische Viskosität, x die Dampfziffer, p_r der reduzierte Druck, g die Erdbeschleunigung, λ die Wärmeleitfähigkeit und ρ die Dichte ist. $\alpha_{sh,f}$ und Re_F werden nachfolgend erläutert. Die Indizes „d“ und „f“ stehen für die dampfförmige und flüssige Phase [9].

$$\alpha_{Sh} = \alpha_{Sh,f} \left(\frac{\mu_f}{14\mu_d} \right)^{0,0058+0,557Pr} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right] \quad (19)$$

$$\alpha_{Nu} = 1,32Re_F^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_d)g\lambda_f^3}{\mu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

Gleichung (19) ist von Shah selbst entworfen. Dabei handelt es sich um eine weiterentwickelte Form einer ursprünglichen Beziehung [9]. Die originale Beziehung ist abgeleitet von einer vom selben Autor entworfenen Korrelation für Wärmeübertragung bei Sättigungssieden, da Ähnlichkeiten zwischen den Prozessen der Verdampfung und Filmkondensation erkannt wurden [10]. Der Unterschied von Gleichung (19) zur ursprünglichen Beziehung liegt in der Verwendung eines Korrekturfaktors in Form des Verhältnisses der dynamischen Viskosität, mit dem bessere Ergebnisse bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten erzielt werden. $\alpha_{Sh,f}$ ist der Wärmeübergangskoeffizient unter der Annahme, dass der gesamte Massenstrom flüssig ist, und wird nach Gleichung (21) berechnet. Noch nicht erläuterte Parameter sind die Prandtlzahl Pr und der innere Durchmesser D_i [9].

$$\alpha_{Sh,f} = 0,023Re_f^{0,8}Pr_f^{0,4} \left(\frac{\lambda_f}{D_i} \right) \quad (21)$$

Gleichung (20) ist die Beziehung von Nusselt für laminare Filmkondensation in vertikalen Rohren mit einer um 20 % erhöhten Konstante. Re_F ist die Reynoldszahl für die Flüssigkeit im Zweiphasengebiet und berechnet sich mit der Massenstromdichte G wie folgt [9]:

$$Re_F = \left(\frac{G(1-x)D_i}{\mu_f} \right) \quad (22)$$

Gleichungen (19) und (20), gehen nun in Abhängigkeit von „Wärmeübertragungszonen“ in die Gleichungen (23) bis (25) ein, jeweils absteigend für turbulente-, gemischte- und laminare Zonen. Diese „Wärmeübertragungszonen“ beziehen sich zwar auf Strömungsformen, sind aber rein empirische Interpretationen und sollten somit nicht mit einem tatsächlichen Strömungsbild verwechselt werden [8].

$$\alpha_{Sh,tur} = \alpha_{Sh} \quad (23)$$

$$\alpha_{Sh,mix} = \alpha_{Sh} + \alpha_{Nu} \quad (24)$$

$$\alpha_{Sh,lam} = \alpha_{Nu} \quad (25)$$

Die Bedingungen (28) bis (31) legen in Abhängigkeit der dimensionslosen Dampfgeschwindigkeit $v_{d,dim}$ und dem Korrelationsparameter von Shah Z_{Sh} , welche in Gleichung (26) und (27) definiert sind, fest, welche „Wärmeübertragungszone“ gilt [8].

$$v_{d,dim} = \frac{xG}{(gD_i\rho_d(\rho_f - \rho_d))^{0,5}} \quad (26)$$

$$Z_{Sh} = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} p_r^{0,4} \quad (27)$$

Gleichungen (28) und (29) gelten für vertikale und geneigte Rohre [9], während (30) und (31) für horizontale Rohre gilt [8]. Beziehungen (28) und (30) legen die Grenze zwischen turbulenter und Mischzone fest, während die Korrelationen (29) [9], und (31) die Abgrenzung zwischen Misch- und laminarer Zone darstellen [8].

$$v_{d,dim} \geq \frac{1}{2,4Z_{Sh} + 0,73} \quad (28)$$

$$v_{d,dim} \leq 0,89 - 0,93e^{(-0,087Z_{Sh}^{-1,17})} \quad (29)$$

$$v_{d,dim} \geq 0,98(Z_{Sh} + 0,236)^{-0,62} \quad (30)$$

$$v_{d,dim} \leq 0,95(1,254 + 2,27Z_{Sh}^{1,249})^{-1} \quad (31)$$

Für CO₂ werden in [8] Daten aus vier Quellen betrachtet, die jedoch nur für horizontale Rohre gelten. Die Korrelation von Shah liefert gute Annäherungen, bis auf zwei Datensätze einer Quelle, bei einem reduzierten Druck von 0,869 und 0,931, bei der die Resultate stark überschätzt sind. Die Massenstromdichte dieser zwei Datensätze ist relativ zu den anderen Daten bei ähnlichen Druckverhältnissen mit 800 kg/(m²s) höher. In einer weiteren Abhandlung von Shah [11], die sich ausschließlich mit der Kondensation von CO₂ beschäftigt und eine noch größere Spannweite an Datensätzen mit diesem Medium behandelt als es in [8] der Fall ist, wird festgehalten, dass dieses Gleichungssystem für Massenstromdichten bis 300 kg/(m²s) zuverlässige Ergebnisse liefert, darüber hinaus jedoch größere Abweichungen errechnet. Allerdings können diese Abweichungen nicht allein an den höheren Massenstromdichten liegen, wie aus Abbildungen 8 und 9 ersichtlich ist, in denen die Wärmeübergangskoeffizienten über der Dampfziffer dargestellt sind. In den Diagrammen sind weitere Beziehungen angegeben, die hier jedoch vernachlässigt werden. Darüber hinaus wird in [11] die Möglichkeit an größeren Messfehlern bei höheren Massenströmen und niedrigeren Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Fluid aufgeführt.

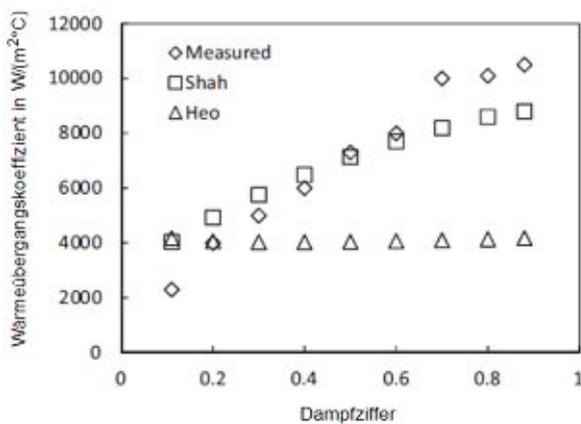


Abbildung 8: Vergleich der Korrelation von Shah mit einem Datensatz von CO₂ bei Massenstromdichten von 800 kg/m² und einer Sättigungstemperatur von 20 °C [11]

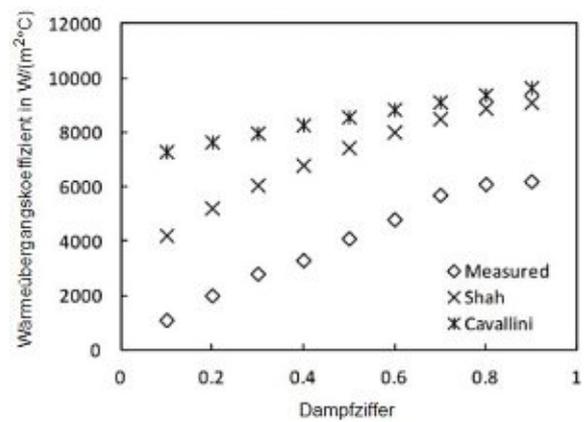


Abbildung 9: Vergleich der Korrelation von Shah mit einem Datensatz von CO₂ bei Massenstromdichten von 800 kg/m² und einer Sättigungstemperatur von 27,8 °C [8]

Die nachfolgende Gleichung aus [12] gilt für die Kondensation an den Außenflächen glatter horizontaler Rohre in einer vertikalen Anordnung und besteht aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α , der Fallbeschleunigung g , der Wärmeleitfähigkeit λ , der dynamischen Viskosität μ , der Dichte ρ , sowie der weiter unten beschriebenen Reynoldszahl:

$$\frac{\alpha_a}{\lambda_f} \left[\frac{\mu_f^2}{\rho_f(\rho_f - \rho_d)g} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[(1,2Re_{\text{film}}^{-0,3})^4 + (0,052Re_{\text{film}}^{0,2})^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (32)$$

Re_{film} ist als die Reynoldszahl definiert, die den Rohrboden verlässt und wird für Flüssigkeitsfilme nach Gleichung (33) angegeben. Der Term setzt sich aus der Viskosität μ und dem Filmmassenstrom auf einer Seite pro Längeneinheit des Rohres Γ_{film} zusammen. Da

die Reynoldszahl im Vorhinein nicht bekannt ist, muss ein iteratives Verfahren angewandt werden [12].

$$Re_{\text{film}} = \frac{4\Gamma_{\text{film}}}{\mu} \quad (33)$$

Die Korrelation setzt sich aus zwei Termen zusammen: Der erste Teil basiert auf der Nusseltgleichung für laminare Filmkondensation an horizontalen Rohren, in den der Erweiterungsfaktor $(Re/2)^{0,04}$ der die Wellenbildung zwischen den Phasen bei Reynoldszahlen zwischen 10 und 200 berücksichtigt eingeht, während der zweite Teil eine Beziehung für turbulente Kondensation darstellt. Der Ausdruck $0,06Re^{0,2}$ kann mit $0,04Pr_f^{1/3}Re_F^{0,2}$ ersetzt werden. Sowohl der Erweiterungsfaktor als auch der Term für turbulente Strömung sind für die Kondensation auf vertikalen Flächen hergeleitet, da kaum Informationen zur Kondensation auf horizontalen Rohren besteht, und erhöhen den Wert des Wärmeübergangskoeffizienten bei steigenden Reynoldszahlen [12].

Jedoch wird in diesem Berechnungsmodell ein Effekt nicht berücksichtigt der mit gebildetem Kondensat zusammenhängt und bewirkt, dass bei höheren Reynoldszahlen des Flüssigkeitsfilms der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten für untere Rohre des Bündels nahezu konstant bleibt. Das Kondensat rinnt bei niedrigeren Reynoldszahlen von den oberen auf die nachfolgenden Rohre herab und bildet dabei eine mit der Anzahl an Rohren zunehmende Ummantelung mit Flüssigkeit, die den Wärmeaustausch verringert. Bei höheren Reynoldszahlen (über ca. 300) streut sich dieses Kondensat wie in Abbildung 10 dargestellt und erzeugt somit eine in etwa gleichbleibende Ummantelung der Rohre, die für einen annähernd konstanten Wärmeübergangskoeffizienten sorgt. Wenn der Reynoldszahl abhängige Winkel φ größer als der von der Rohrgeometrie abhängige Winkel φ_{krit} ist, verfehlt ein Anteil des Kondensats das nachfolgende Rohr [12].

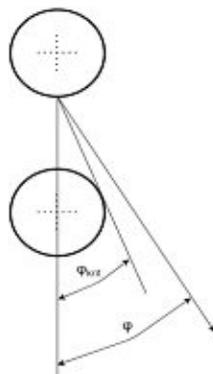


Abbildung 10: Streuung des Kondensats an horizontalen Rohren in einem Bündel bei höheren Reynoldszahlen [12]

In [12] ist zwar eine Korrelation angegeben, welche diese Bedingungen berücksichtigt, aber in dieser Arbeit nicht weiter erläutert wird, da Gleichung (32) für ausgewertete Daten ähnliche

Werte erzielt und weil diese Beziehung keinen Übergang zum turbulenten Strom definiert. Die Daten entstammen aus der Kondensation von R-134a, bei Anordnungen mit drei unterschiedlichen Rohrabständen, nominalen Rohrdurchmessern von 19,05 mm, drei Wärmestromdichten von 6, 12 und 20 kW/m², als auch Reynoldszahlen bis 3000.

In der Literatur werden verschiedene Möglichkeiten angegeben, um den Effekt der zunehmenden Ummantelung der Rohre in einem Bündel mit dem Kondensat zu berücksichtigen. Ein simples Verfahren wurde von Nusselt aufgestellt, bei der eine konstante Temperaturdifferenz zwischen Wand und Sättigung aller glatten Rohre angenommen wird. α_N steht für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für eine vertikale Anordnung horizontaler Rohre, α_1 für den Koeffizienten des obersten Rohres und N für die Anzahl an Rohrreihen [12].

$$\frac{\alpha_N}{\alpha_1} = N^m \quad (34)$$

Die Potenz m wurde von Nusselt mit $-1/4$ angegeben, während Donald Kern für eine weniger konservative Formulierung einen Wert von $-1/6$ vorschlug [12]. Der Effekt hängt von der Rohrgeometrie ab und verringert sich mit zunehmender Wärmestromdichte. In [12] findet sich bezüglich weiterer Methoden eine Zusammenfassung bestehender Literatur.

Gleichung (35) gilt für Schichtenströmungen in einem horizontalen Rohr, bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten des Dampfes und niedrigen Scherkräften an der Grenzschicht [13, S. 430-485],

$$\alpha_{\text{Kon,lam}} = 0,296 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_d) g h'_V \lambda_f^3}{D_c \mu_f (T_G - T_{Wa})} \right]^{0,25} \quad (35)$$

in der h'_V die modifizierte Umwandlungswärme darstellt und wie folgt berechnet wird [13, S. 430-485]

$$h'_V = h_V \left[1 + \frac{0,68 c p_f (T_G - T_{Wa})}{h_V} \right] \quad (36)$$

Gleichung (35) ist eine modifizierte Form der Nusseltgleichung für die laminare Kondensation an der Außenseite eines horizontalen Rohres. Diese wird nach demselben Prinzip hergeleitet, wie die laminare Filmkondensation an einer zur horizontalen Ebene angeschrägten Platte. Für die nicht modifizierte Form, wird zuerst der lokale Wert aufgestellt, der dann um das Rohr

herum integriert wird, um den Mittelwert zu erhalten. Es wird angenommen, dass das Kondensat als laminarer Film an der oberen Rohrrinnenseite nach unten rinnt und sich dann an der Unterseite des Rohres sammelt [13, S. 430-485].

Mit ρ_d und ρ_f ist die Dichte des Dampfes und der Flüssigkeit gegeben, g steht für die Fallbeschleunigung, D_c steht für den charakteristischen Rohrdurchmesser, h_V ist die latente Verdampfungswärme, λ_f ist die Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit, μ_f und c_{p_f} sind die dynamische Viskosität und die spezifische Wärmekapazität der Flüssigkeit, die Temperatur T_G wird im Anschluss besprochen, während T_{Wa} die Temperatur der Wand definiert [13, S. 430-485].

Der Parameter T_G steht für die Temperatur der Grenzschicht. Aus [13, S. 430-485] ist ersichtlich, dass sich diese Temperatur zum Äquivalent der Sättigungstemperatur, des Partialdrucks des Dampfes, an der Grenzschicht bezieht. Darüber hinaus kommt es, wie in [14] erwähnt, zumindest bei Wasser zu einem ungleichmäßigen Übergang, bei dem die grenznahe Temperatur der Flüssigkeit immer niedriger als die des grenznahen Dampfes ist.

Der multiplikative Faktor von Gleichung (35) errechnet sich aus dem Winkel Φ , der in Abbildung 11 dargestellt ist und gibt an, wie hoch die Flüssigkeitsschicht am Rohrboden ist. Der Faktor sinkt mit steigender Flüssigkeitsschicht, da diese für die Kondensationsrate vernachlässigbar ist [13, S. 430-485]. Da der Wärmeübergangskoeffizient nicht besonders sensibel auf den Winkel Φ reagiert, wird in [15] ein Mittelwert von 120° vorgeschlagen. Dies entspricht einem konstanten Faktor von 0,296, welcher in Gleichung (35) Anwendung findet.



Abbildung 11: Winkel für die Berechnung des multiplikativen Faktors bei laminarer Kondensation in einem horizontalen Rohr [13, S. 461]

In Gleichung (35) ist keine offensichtliche Abhängigkeit von der Reynoldszahl erkennbar. Jedoch soll an dieser Stelle noch erwähnt sein, dass in der Beziehung für Kondensation an der Außenseite eines horizontalen Rohres sehr wohl eine Abhängigkeit zur Reynoldszahl für Flüssigkeitsfilme nach Gleichung (37) vorhanden ist, diese Gleichung aber nur für Werte von

$Re_{f,\text{film}}$ bis 3200 gilt. In $Re_{f,\text{film}}$ steht $\Gamma_{f,\text{film}}$ für den Massenstrom des Kondensats pro Längeneinheit und μ_f für die dynamische Viskosität der Flüssigkeit [13, S. 430-485].

$$Re_{f,\text{film}} = \frac{4\Gamma_{f,\text{film}}}{\mu_f} \quad (37)$$

3.2.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Dittus und Boelter

Die nachfolgende Korrelation ist auf die Berechnung der Nusselt-Zahl, für diverse Medien und turbulente Strömungen ausgelegt, aus welcher nach Umformung, der Wärmeübergangskoeffizient errechnet wird. Bei dieser Beziehung werden alle physikalischen Eigenschaften über die kalorische Mitteltemperatur errechnet [16, S. 219], und sie gilt nur für glatte Rohre bei niedrigen Temperaturdifferenzen zwischen Fluid und Wand [17, S. 366]. Die nach Dittus und Boelter benannte Gleichung (38) wird mit der Wärmeleitfähigkeit λ , dem inneren Rohrdurchmesser D_i , sowie der Prandtl- und Reynoldszahl, Pr und Re gebildet [18].

$$\alpha_{\text{DB}} = 0,023 \left(\frac{\lambda}{D_i} \right) Pr^{0,4} Re^{0,8} \quad (38)$$

Für die Grenzwerte der in Gleichung (38) vorkommenden Parameter, in welcher die Ergebnisse in Bezug zu experimentellen Daten annehmbare Abweichungen ergeben, gibt es keinen einheitlichen Nachweis in der Literatur. McAdams gibt in [16, S. 219] für die Reynolds- und Prandtlzahl Werte zwischen 10000 und 120000, sowie 0,7 und 120,0 an und ein Verhältnis der Rohrlänge zum inneren Durchmesser von größer gleich 60. In [17, S. 366-367], welches ein Textbuch zum Thema Wärmeübertragung ist, wird hingegen angegeben, dass die Reynoldszahl größer gleich 10000 sein sollte und sich die Prandtlzahl in einem Bereich zwischen 0,67 und 100,00 bewegen sollte. In der Abhandlung [18], welche Wärmeübertragung für einfache turbulente Rohrströmungen thematisiert, sind für die Reynoldszahl auch Werte größer gleich 10000 angegeben, hingegen gelten für die Prandtlzahl in Gleichung (38) Werte zwischen 0,6 und 160,0.

Die weit gebräuchliche Korrelation bezieht sich zwar namentlich auf Dittus und Boelter, stammt genau genommen aber von McAdams. Es ist anzunehmen, dass McAdams die Gleichung umformuliert hat, ohne die Modifizierungen klar genug zu kommunizieren. Darüber hinaus ist falsch zitiert worden. Eine weitere Schwierigkeit könnte darin bestanden haben, das ursprüngliche Dokument mit der originalen Gleichung zu finden [19]. In [20], dem originalen Dokument von Dittus und Boelter, wird festgehalten, dass die Potenz der Prandtlzahl beim Kühlen des Mediums 0,3 und beim Erwärmen 0,4 betragen.

4. Methodik zum Simulationsprogramm

4.1. Grundkenntnisse des Simulationsprogramms

4.1.1. Berechnungsgrundlagen

In APROS werden insgesamt sechs verschiedene thermohydraulische Modelle zur Verfügung gestellt, von denen drei für die Beschreibung eines eindimensionalen Stroms von Flüssigkeit und Dampf geeignet sind. Das mächtigste dieser Modelle ist das 6-Gleichungssystem, da es die Verwendung von jeweils drei Erhaltungssätzen für eine separate Phase im Nassdampfgebiet erlaubt. Diese Gleichungen werden zusätzlich mit empirischen Korrelationen gekoppelt, welche verschiedene Phänomene im Zweiphasengebiet, wie den Wärmeübergang und die Reibung an der Phasengrenze, beschreiben [21]. Die Anwendung dieses Modells ist jedoch auf eine bestimmte Anzahl an sogenannten „Sections“ begrenzt, mithilfe derer festgelegt wird, welches Fluid modelliert werden soll. Genaueres dazu findet sich in den nachfolgenden zwei Kapiteln.

Für das in dieser Arbeit im Hauptkreislauf verwendete Kohlenstoffdioxid ist das Programm auf die Anwendung des homogenen Strömungsmodells (auch 3-Gleichungsmodell genannt) beschränkt, das die drei Erhaltungssätze für die Mischung im Zweiphasengebiet anwendet und somit keine getrennte Betrachtung der beiden Phasen ermöglicht. Die Eigenschaften wie Temperatur oder Strömungsgeschwindigkeiten werden dementsprechend für das gesamte Gemisch berechnet und über den Strömungsquerschnitt gemittelt [22].

Die drei eindimensionalen Differenzialgleichungen für die Erhaltung der Masse (39), des Impulses (40) und der Energie (41) sind in der APROS Dokumentation für das homogene Modell wie folgt definiert [22]:

$$\frac{\partial(A\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho v)}{\partial z} = S_M \quad (39)$$

$$\frac{\partial(A\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho v^2)}{\partial z} + \frac{\partial(Ap)}{\partial z} = S_I \quad (40)$$

$$\frac{\partial(A\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho h v)}{\partial z} = S_E \quad (41)$$

A steht für den Strömungsquerschnitt, ρ für die Dichte, p für den Druck, v für die Strömungsgeschwindigkeit und h für die totale spezifische Enthalpie, einschließlich der

kinetischen Energie $v^2/2$. Die Terme werden nach der Zeit t [22] und der Koordinate z , die zur Beschreibung des Fluidstroms angewendet wird, abgeleitet [1]. Der jeweils letzte Ausdruck „ S “ in den drei Gleichungen steht für den Quellterm der Masse, des Impulses und der Energie. S_M kann die zusätzlich in das System eingeführten Massenströme enthalten. S_I kann aus Druckverlusten aufgrund von Reibung, hydrostatischen Druckdifferenzen und der Druckerhöhung durch die Pumpe bestehen, während S_E aus den Energieverlusten aufgrund von Reibung, als auch Wärmeströmen und der Ableitung des Druckes bezüglich der Zeit bestehen kann [22].

Die Ableitung des Druckes wird im Quellterm von Gleichung (41) aufgeführt, da die Enthalpie statt der inneren Energie verwendet wird [22]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} - v \frac{\partial p}{\partial t} \quad (42)$$

Gleichung (42) wird in [22] ohne dem spezifischen Volumen „ v “ dokumentiert. Dies ist aufgrund der Einheitenomenklatur eindeutig nicht richtig, daher wird die Gleichung aus Abhandlung [23] entnommen. Abhandlung [23] beschäftigt sich mit einem Zusatzpaket für APROS, wobei eine vereinfachte Form der Berechnung des homogenen Modells angewendet wird, bis auf diese Formel jedoch keine weitere Relevanz für diese Arbeit hat. u ist die spezifische innere Energie, v das spezifische Volumen und p der Druck.

In Abhandlung [24], die sich mit den Codes dynamischer Prozesssimulationen beschäftigt, sowie der Diplomarbeit [1], über Simulationen bei überkritischen Drücken mit APROS, die in Zusammenarbeit mit VTT entstand, wird für S_M der Wert Null angegeben. Dass der Wert gleich Null wird, ergibt dahingehend Sinn, da der Quellterm der Massenerhaltung im 6-Gleichungssystem, den Massenstrom zwischen den beiden Phasen darstellt und im homogenen Modell, der Erhaltungssatz der Masse für die Mischung verwendet wird. Die Erhaltungssätze für das 6-Gleichungssystem und das homogene Modell sind weitestgehend gleich [1].

Die eindimensionale Wärmeleitung kann für das kartesische, sphärische und zylindrische Koordinatensystem berechnet werden. In dieser Arbeit wird die Wärmeleitung in Rohrwänden im zylindrischen Koordinatensystem nach Gleichung (43) berechnet [22]:

$$\rho c p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} - \left(\frac{r \lambda \partial T}{\partial r} \right) + Q' \quad (43)$$

Q' steht für den Wärmestrom pro Volumeneinheit und t für die Zeit. T , λ , ρ und $c p$ sind die Temperatur, Wärmeleitfähigkeit, Dichte und spezifische Wärmekapazität des festen Materials

[22]. Da r in der Dokumentation nicht definiert ist, wird die Annahme getroffen, dass es sich um den Radius in Richtung der Koordinatenachsen handelt.

Um die Erhaltungssätze numerisch lösen zu können, müssen diese bezüglich Raum und Zeit diskretisiert werden. Die räumliche Diskretisierung des thermohydraulischen Systems erfolgt nach dem „staggered grid“ Prinzip, indem die Zustandsvariablen (z.B. Druck) in der Mitte eines Knotens und die Strömungsvariablen (z.B. Massenstrom) in der Verbindung zwischen zwei Knoten, auch Verzweigung genannt, berechnet werden. Die Berechnung der Wärmeleitung wird nach demselben Prinzip diskretisiert und wird darauffolgend für die Berechnung der Temperaturen in den Rohren angewandt. Mit dieser Temperatur werden über Materialfunktionen die restlichen Eigenschaften des festen Materials berechnet [22]. Die Diskretisierung des Systems ist im nachfolgenden Kapitel in Abbildung 12 für ein besseres Verständnis anhand eines praktischen Beispiels genauer erläutert.

Für die eindimensionale Wärmeleitung und homogene Zweiphasenströmung wird ein impliziter Lösungsalgorithmus verwendet, der die Gleichungssysteme für Druck und Enthalpie, sowie die Rohrwandtemperaturen errechnet. Jedoch können die Zustandsgleichungen, die diese Gleichungssysteme koppeln, sowie einige Eigenschaften des Mediums und auch der Wärmeübergangskoeffizient zum Errechnen des Wärmestroms nicht implizit gelöst werden. Somit muss für die Berechnung des ganzen Systems ein iteratives Verfahren angewendet werden. Dabei werden die Iterationsschritte so oft durchgeführt, bis die Lösung konvergiert. Das implizite Euler-Verfahren wird für die Integration verwendet. Die nichtlinearen Terme in den Erhaltungsgleichungen und in der Korrelation der Wärmeleitung werden linearisiert, um die Konvergenz der Iteration und somit der Simulation zu gewährleisten. Dabei sind gerade in den Quelltermen stark nichtlineare Größen vorhanden. Die diskretisierten und linearisierten Gleichungen werden hier nicht angeführt, können jedoch bei Interesse in [22] eingesehen werden.

Die grundlegenden in APROS vorimplementierten Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten werden unter Berücksichtigung von Kriterien ausgewählt, welche die Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Wand, sowie die Zustände im thermohydraulischen Berechnungsknoten berücksichtigen. Dabei wird zwischen einphasigen Wärmeübergängen, Verdampfung und Kondensation unterschieden. Für die einphasige erzwungene Konvektion, wird die in Gleichung (38) vorgestellte Dittus-Boelter Beziehung verwendet [22]. Die Potenz der Prandtlzahl sollte laut [20] beim Kühlen des Mediums 0,3 und beim Erwärmen 0,4 betragen, jedoch wird darauf in der APROS Berechnung keine Rücksicht genommen [22].

Für die Blasen- und Siedeverdampfung wird die Beziehung nach Chen (44) verwendet, welche eine Kombination mit Gleichung (45) und (46) darstellt [22] und für vertikale, stabile zwei-

phasige Strömungen ausgelegt ist. Gleichung (45) besteht aus der Dittus-Boelter Korrelation α_{DB} definiert in Gleichung (38), multipliziert mit der Reynoldszahl Funktion F , die das Verhältnis der Reynoldszahl für die Mischung und des flüssigen Anteils ist. F wird entweder empirisch oder über eine Impulsübertragungsanalogie gelöst. In der Literatur ist α_{DB} zwar für die rein flüssige Phase definiert [25], jedoch ist diese Definition in der APROS Dokumentation nicht vorhanden [22].

In Gleichung (46) ist der Parameter Su als empirisch bestimmter „suppression“ Faktor und ΔT_s als Differenz zwischen Wand- und Sättigungstemperatur definiert. Δp ist die Differenz des Dampfdruckes entsprechend ΔT_s . Die genauen Definitionen, sowie Berechnungen von F und Su sind in [25] angegeben.

$$\alpha_{Chen} = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (44)$$

$$\alpha_1 = \alpha_{DB} F \quad (45)$$

$$\alpha_2 = 0,00122 \frac{\lambda_f^{0,79} c p_f^{0,45} \rho_f^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_f^{0,29} h_v^{0,24} \rho_d^{0,24}} \Delta T_s^{0,24} \Delta p^{0,75} Su \quad (46)$$

Für die Kondensation wird in der APROS Dokumentation Gleichung (35) angeführt [22], welche in der Theorie behandelt wird. In der Theorie wird angeführt, dass die Gleichung für Schichtenströmungen in einem horizontalen Rohr bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten des Dampfes und niedrigen Scherkräften an der Grenzschicht gilt [13, S. 430-485]. Das widerspricht der Anwendung im Programm, da angenommen wird, dass der Zweiphasenstrom homogen ist und diese Annahme nur bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten gültig ist [22].

Einzig soll hier unterstrichen werden, dass aus der Literatur nicht ersichtlich ist, ob es sich bei den Größen mit den Indizes Flüssigkeit und Dampf um Werte handelt, die auf den Sättigungszustand oder speziell auf die Zustände der einzelnen Phasen bezogen sind. Da jedoch im homogenen Berechnungsmodell von APROS die Zustände für die Mischung berechnet werden und somit keine gesonderten Werte für die beiden Phasen vorhanden sind, wird von einer Verwendung der gesättigten Werte ausgegangen [22]. Außerdem wird für den charakteristischen Durchmesser hier die Annahme getroffen, dass es sich um den inneren Durchmesser handelt.

In der Literatur wird außerdem der Parameter T_G für die Temperatur der Grenzschicht aufgeführt. Da APROS aber auch bei der Berechnung der Temperatur keinen Unterschied zwischen den beiden Phasen macht, sowie die Eigenschaften über dem Querschnitt mittelt und die Temperatur im Zweiphasengebiet nur vom Sättigungsdruck abhängt [22], wird angenommen, dass der Wert hinreichend durch die Sättigungstemperatur definiert ist.

Es soll an dieser Stelle die Erkenntnis angemerkt sein, dass die in der APROS Dokumentation angeführte Gleichung (35) [22] nur ein Teil der Korrelation ist, welche für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation genutzt wird. Durch eine experimentelle Betrachtung der Formel und Rücksprache mit dem Support der Software, konnte die vollständige Gleichung (73) erlangt werden. Die Beziehung, sowie der gesamte Vorgang sind in Kapitel 4.5 besprochen.

4.1.2. Aufbau eines Simulationsmodells

Das Programm wird über standardmäßig zur Verfügung stehende Module bedient und aufgebaut, welche sich in erster Linie in visuelle und nicht visuelle Komponenten einteilen. In den nicht visuellen Komponenten lassen sich beispielsweise die Eigenschaften von festen Materialien und Fluiden einsehen und manipulieren. Zusätzlich besteht die Option, ein eigenes Medium zu modellieren, um so z.B. ein spezielles Kühlmittel zu erstellen. Weiters besteht die Möglichkeit, externe Daten in das Simulationsmodell zu transferieren und Resultate aus dem Modell zu exportieren.

Die Fluide werden durch sogenannte „Sections“ in das Modell implementiert, in denen in Abhängigkeit von spezifischen Datenbanken Fluide bzw. Fluidkomponenten einer Mischung hinzugefügt bzw. entfernt werden. Konkret bedeutet dies, dass nur Stoffe bearbeitet werden können, welche in einer dieser Datenbanken auch inkludiert sind. Die Stoffeigenschaften der Medien sind in diesen Datenbanken enthalten und werden in diesen berechnet.

Für die visuellen Komponenten stehen grafische Symbole zur Verfügung, die auf eine Arbeitsfläche (in APROS als „Diagram“ bezeichnet) gezogen werden können und dort mithilfe von Signalen verknüpft werden. Die Komponenten (und auch die Arbeitsflächen) können in drei Kategorien unterteilt werden: Prozess-, Automatisierungs- und generische Komponenten. Mithilfe der Prozesskomponenten wird der eigentliche Prozess modelliert. Dazu zählen Komponenten, die einerseits darauf ausgelegt sind, ein bestimmtes reales Bauteil, wie z.B. eine Drossel, virtuell abzubilden (dabei wird eine enorme Spannbreite an Bauteilen, von Rohrstücken, über Pumpen bis hin zu Wärmetauschern für verschiedene Zwecke abgedeckt, die durch diese Standardkomponenten abgebildet werden können) und andererseits zählen sogenannte „Point“ und „Node“ Module dazu. Die „Points“ kommen als Schnittstelle zwischen den anderen Prozesskomponenten zum Einsatz, da diese mit ihren Signalen nicht direkt verbunden werden können. Dasselbe kann auch mit den „Nodes“ erreicht werden, jedoch sind

diese vielseitiger einsetzbar, da in deren Eigenschaften direkt ein Volumen eingetragen werden kann, wohingegen die „Point“-Module ihre Volumina durch die angrenzenden Komponenten erhalten. Außerdem besitzen „Nodes“ mehrere Verbindungspunkte und können eingesetzt werden, um eigene Prozesskomponenten, wie z.B. einen Tank, zu erstellen.

Jede Prozesskomponente besitzt eine Unterstruktur: das Berechnungslevel. Diese Ebene besteht wiederum aus einer Vielzahl weiterer Module, welche in dieser Arbeit als Berechnungskomponenten deklariert werden, da sie die eigentliche Berechnung der Prozesskomponente ausführen und aus Berechnungsknoten, sowie deren Verbindungen („Verzweigungen“), bestehen. Demnach bildet diese Unterstruktur die im vorherigen Kapitel angesprochene räumliche Diskretisierung. Ein großer Teil der Parameter ist nur auf dieser Ebene einsehbar und manipulierbar.

Diese Unterstruktur unterscheidet die einzelnen Prozesskomponenten durch das Verwenden verschiedener Berechnungskomponenten voneinander und verleiht ihnen damit ihre Individualität. Während das Berechnungslevel eines simplen Rohrstücks nur aus thermohydraulischen Berechnungsknoten und Konzentrationsmodulen (abgekürzt mit TB und KM), sowie deren Verbindungen zueinander aufgebaut ist, besteht die Unterstruktur einer Wärmetauscherkomponente zusätzlich noch aus einigen weiteren Komponenten: dem Wärmeübergangsmodule (WM), sowie den inneren und äußeren Berechnungsknoten der Wärmestruktur (BW) und deren Verbindungen zueinander. Die Diskretisierung dieser zwei Prozesskomponenten, die über ein „Point“ Modul miteinander verbunden sind, ist in Abbildung 12 dargestellt.

Um Abbildung 12 nachvollziehen zu können, ist es wichtig zu wissen, dass bei den meisten Prozesskomponenten die Möglichkeit besteht, die Diskretisierung zu verfeinern, also die Komponenten auf eine bestimmte Anzahl an Teilstücke aufzuteilen. Dabei wird das Berechnungslevel derart aufgespalten, dass jedes Teilstück die notwendigen Berechnungsknoten und Verbindungen erhält. Durch eine feinere Diskretisierung wird somit die Anzahl an Berechnungskomponenten erhöht und infolgedessen die Qualität der Ergebnisse durch die feinere Berechnung gesteigert. Das Rohrstück ist in Darstellung 12 dabei auf drei Teilstücke und die Wärmetauscherkomponente auf zwei aufgelöst.

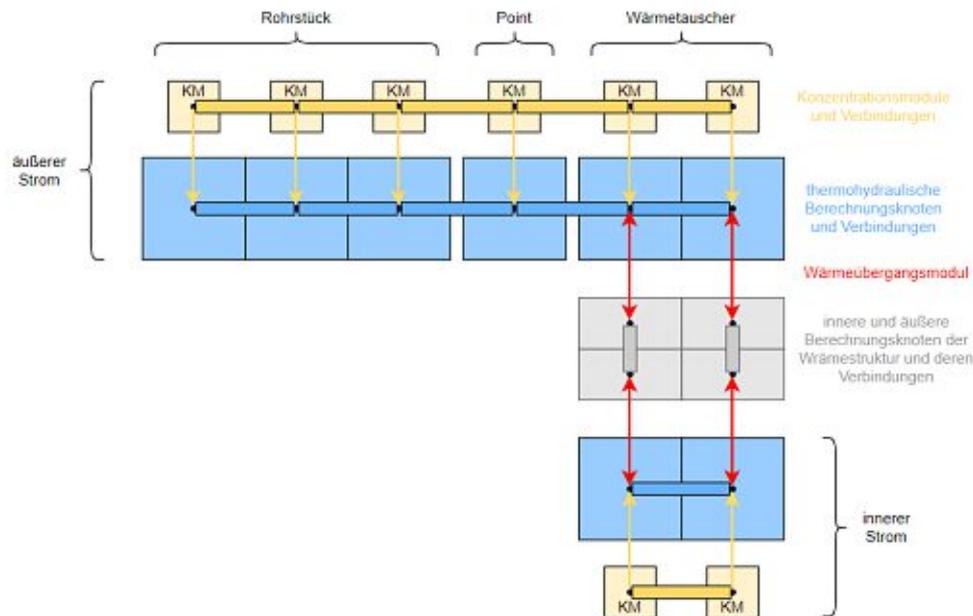


Abbildung 12: Diskretisierung einer Rohr- und Wärmetauscherkomponente, die über einen „Point“ verbunden sind

In den TB, die das innere Volumen eines Rohrs darstellen, werden die Zustandsvariablen wie z.B. Druck und Enthalpie berechnet. Diese Knoten werden axial über die thermohydraulischen Verzweigungen verknüpft, in denen die Strömungsgrößen, wie beispielsweise der Massenstrom, ermittelt wird. Die ausgewählte „Section“ ist im TB verankert.

Die KM werden je nach ausgewählter „Section“ vom Programm selbst implementiert und speichern sowohl die chemische Zusammensetzung der Fluide, als auch die Zusammensetzung der flüssigen und dampfförmigen Phase in Massenanteilen. In diesen Berechnungskomponenten werden die Stoffeigenschaften in Abhängigkeit der aus den TB erhaltenen Drücke, Enthalpien und Massenanteile gelöst. Die KM sind axial über ihre Verbindungen miteinander verknüpft. Weiterhin ist jedes Konzentrationsmodul mit seinem zugehörigen TB verbunden und es wird somit ein paralleles Gitter mit dem thermohydraulischen Netzwerk gebildet.

Die BW definieren die inneren und äußeren Flächen der Rohrwände, die an der Wärmeübertragung beteiligt sind und ermitteln die diesbezüglichen Wandtemperaturen für den gesamten Umfang. Diese Berechnungsknoten sind radial mit der entsprechenden Verbindung verknüpft, welche die Berechnung der Wärmeleitung durch die feste Struktur übernimmt. Es besteht zwar die Möglichkeit, axiale Verbindungen zwischen den einzelnen BW zu erstellen, jedoch wird von dieser Option kein Gebrauch gemacht. Die Wärmeübergangsmodule stellen dabei das Verbindungsglied zwischen den BW und den TB dar. In dieser Berechnungskomponente wird der Wärmeübergangskoeffizient α berechnet.

Mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α kann nach Gleichung (47) die Wärmestromdichte \dot{q} zwischen einer Rohrwand und dem Fluid, mithilfe der Temperaturen der Berechnungsknoten des thermohydraulischen und Wärmestruktursystems T_{TB} und T_{BW} berechnet werden [22].

$$\dot{q} = \alpha(T_{BW} - T_{TB}) \quad (47)$$

Die Automatisierungskomponenten werden in erster Linie verwendet, um eine im Hintergrund ablaufende Steuerlogik zu erstellen, mit welcher Prozessparameter reguliert werden können. Diese Komponenten verarbeiten und setzen analoge oder binäre Signale um und können beispielsweise einfache Berechnungsfunktionen wie Divisionen und Multiplikationen, als auch komplexe Aufgaben wie PID Regelungen durchführen. Komponentenketten, die rein aus Automatisierungsmodulen bestehen, werden in dieser Arbeit als Automatisierungen deklariert.

Die generischen Komponenten passen zu keiner der beiden bisher besprochenen Gruppen. Diese bestehen aus Mess- und Übertragungskomponenten, sowie aus Modulen zum Manipulieren von Randwerten. Die Messkomponenten werden dazu verwendet, Parameter aus dem Prozess in die Automatisierungen einzuspeisen. Dasselbe wird über die Übertragungskomponenten, die „Value Transmitter“ bezeichnet werden, ermöglicht. Diese können jedoch zusätzlich dazu verwendet werden, die verarbeiteten Werte zurück in den Prozess einzuführen. Diese Notwendigkeit entsteht durch die Untauglichkeit der Prozesskomponenten und deren Berechnungslevel, analoge und binäre Signale zu verwenden.

Die ermittelten Werte der Messkomponenten werden nach Gleichung (48) gefiltert. $M_{\text{filter}}(t)$ ist der gefilterte Messwert des aktuellen und $M_{\text{filter}}(t-1)$ des vorherigen Zeitschritts, während $M(t)$ der gemessene Wert ist, t der Zeitschritt und k_t die Zeitkonstante des Filters. Der gefilterte Messwert kann zusätzlich mit einem Koeffizienten multipliziert und mit einem Rauschen überlagert werden.

$$M_{\text{filter}}(t) = \frac{k_t M_{\text{filter}}(t-1)}{t + k_t} + \frac{t M(t)}{t + k_t} \quad (48)$$

Zusätzlich zu den von der Software bereitgestellten Komponenten, können auch benutzerdefinierte Module erstellt werden. In dieser Arbeit wird in Kapitel 4.6 das Erstellen einer solchen Komponente zum Einspeisen eigener Gleichungssysteme vorgestellt. Zusätzlich kann die ganze Spannweite an oben erwähnten visuellen Komponenten verwendet werden, um sich z.B. eigens maßgeschneiderte Prozesskomponenten, wie einen Wärmetauscher, zusammenzustellen, falls eine der standartmäßig vorhandenen Prozesskomponenten die realen Zustände nicht genau genug abbildet.

4.2 Definition der Fluide

Es stehen zwei mögliche Sections zur Verfügung, in denen das im Hauptkreislauf zirkulierende CO₂ schon fertig vordefiniert ist. Diese beiden Optionen werden namentlich als „RP“ und „EP“ erwähnt. Da beide Varianten eine größere Spannbreite an möglichen Medien bieten, muss das gewünschte Fluid zusätzlich durch eine bestimmte Kennziffer selektiert werden, welche im Fall von „EP“ Nummer 6 und bei „RP“ die Nummer 9 ist. „RP“ unterscheidet sich von anderen Sections in der Anwendung der externen Software NIST Refprop zur Berechnung der Stoffeigenschaften. Für CO₂ wird von beiden Möglichkeiten dieselbe Zustandsgleichung aus [26] angewendet, die in Form der Helmholtz Energie mit Hilfe der Temperatur und der Dichte ausgedrückt wird und wie folgt definiert ist:

$$\frac{E_H(\rho, T)}{(RT)} = \Phi_H(\delta, \tau) = \Phi_H^0(\rho_r, \tau_r) + \Phi_H^r(\rho_r, \tau_r) \quad (49)$$

E_H stellt die spezifische und Φ_H die dimensionslose Helmholtz Energie dar. Φ_H wird dabei in einen Teil Φ_H^0 der das ideale Gasverhalten und einen Teil Φ_H^r aufgespalten, welcher das restliche Fluidverhalten berücksichtigt. ρ_r ist die reduzierte Dichte bei einem Wert des kritischen Zustands von 467,6 kg/m³, während τ_r die inverse reduzierte Temperatur und R die spezifische Gaskonstante darstellt. Durch die Kombination aus Ableitungen von Gleichung (49) können alle thermodynamischen Eigenschaften eines reinen Fluids berechnet werden. Die Korrelation gilt für Zustände vom Tripelpunkt bis zu Temperaturen und Drücken von 1100 K und 880 bar. Für die maximalen Temperaturen und Drücke der in dieser Arbeit behandelten Experimente (180 °C und 66 bar) belaufen sich die maximalen Unsicherheiten der Korrelation für die Dichte und die spezifische isobare Wärmekapazität auf ±0,05 % und ±0,15 %. Für die Berechnung beider Teile von Gleichung (49), sowie Tabellen mit berechneten Stoffeigenschaften sei auf [26] verwiesen.

Zusätzlich werden in [27] und [28] die Berechnungen der dynamischen Viskosität und der Wärmeleitfähigkeit aufgeführt. Die Berechnung der dynamischen Viskosität umfasst einen Temperaturbereich von 200 bis 1500 K, Dichten von bis zu 1400 kg/m³ und Drücken bis 3000 bar bei Temperaturen unter 1000 K und 300 bar bei höheren Temperaturen. Die Unsicherheiten der flüssigen Phase, bewegen sich Größtenteils in einem Bereich von ±2 %, während Werte von ca. ±2,5 % für die Dampfphase aus Diagrammen in [28] ausgelesen werden. Die Korrelation der Wärmeleitfähigkeit umspannt Temperaturen von 200 bis 1000 K und Dichten bis 1200 kg/m³. Die Unsicherheiten wurden wiederum aus Diagrammen ausgelesen und befinden sich in einem Bereich von –6 % bis +5 %. Die starken Ausreißer der Streudiagramme werden jeweils vernachlässigt.

Da sowohl das im Verdampfer eingesetzte Thermoöl, als auch Komponenten des Kühlmittels im Programm nicht definiert sind, mussten diese eigens modelliert werden. Die Eigenschaften

der Flüssigkeiten werden dafür in der nicht visuellen Komponente „LIQ_TYPE“ definiert. Die definierten Fluide, die sich ausschließlich in der flüssigen Phase befinden, werden automatisch in die dafür vorgesehene Datenbank übernommen.

Es existieren drei Sections mit unterschiedlichen Anforderungen und Einsatzgebieten, mit denen die selbst modellierten Fluide verwendet werden können. Mit den Sections „OIL“ und „OIL2“, können jeweils Flüssigkeiten mit einer und zwei Komponenten für die Beschreibung eines Brennstoffes, die Teil einer Verbrennungsreaktion sein kann, oder einer generellen Wärmeübertragungsflüssigkeit, simuliert werden. Section „EP“ mit Kennziffer 17 (EP17) erlaubt die Simulation von fünf verschiedenen selbst definierten Flüssigkeiten, welche zusätzlich mit Luft, als nicht kondensierbares Gas, gemischt werden können und zur Darstellung generischer Flüssigkeiten dienen. Bei einer Mischung werden die gewünschten Massenanteile im jeweiligen Konzentrationsmodul angegeben.

Sowohl die Sections als auch die definierten Flüssigkeiten unterscheiden sich in der Qualität der Berechnungsmethoden. Es herrscht eine Abstufung in vier Schritten vor, bei welcher die Qualität mit steigendem Level zwar zunimmt, jedoch auch eine größere Spannbreite an Informationen verlangt wird. Die Berechnungsmethode wird in der Definition des Fluids festgehalten. Für OIL und OIL2 stehen die ersten drei Level und für EP17 die letzte Abstufung zur Verfügung.

Für die Berechnungsmethode des dritten Levels werden die Dichte ρ in kg/m^3 , die dynamische Viskosität μ in (Pas), die spezifische isobare Wärmekapazität c_p in $\text{J}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ und die Wärmeleitfähigkeit λ in $\text{W}/(\text{m}^\circ\text{C})$ in Form eines Polynoms als Funktion der Temperatur gegeben. Die Polynome können dabei, mit Ausnahme der spezifischen Wärmekapazität, bis zum vierten Grad angegeben werden. Das Polynom der spezifischen Wärmekapazität ist bis auf den zweiten Grad begrenzt.

Die Berechnungsmethode des vierten Levels baut auf dem vorherigen auf. Zusätzlich wird ein Polynom, bis zum maximal zweiten Grad, für die adiabate Kompressibilität κ in $1/\text{Pa}$ angegeben und es besteht die Möglichkeit, die dynamische Viskosität zusätzlich mit einer exponentiellen Funktion zu beschreiben. Die gesamte Beziehung zur Beschreibung der dynamischen Viskosität ist somit mit Gleichung (50) gegeben, in der die exponentiellen Parameter mit μ_e angeschrieben sind. Jedoch ist es nicht zwingend notwendig beide Teile der Gleichung zu verwenden.

$$\mu = [\mu(1) + \mu(2)T + \mu(3)T^2 + \mu(4)T^3 + \mu(5)T^4] + \mu_e(1)e^{\left(\frac{\mu_e(2)}{\mu_e(3)+T}\right)} \quad (50)$$

Darüber hinaus werden für die Dichte, dynamische Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Kompressibilität, minimale und maximale Werte, sowie Referenztemperaturen, -drücke und -enthalpien angegeben. Die vom Benutzer geforderten Eingaben der Polynome, sind bei beiden Berechnungsmethoden die Koeffizienten. Alle Werte der Temperaturen sind in Grad Celsius angegeben. Da in dieser Arbeit nur die zwei versiertesten Berechnungsverfahren angewandt werden, sind die ersten beiden vernachlässigt.

Zur Simulation des Thermoöls wurde die Section „OIL“ verwendet, da nur eine Flüssigkeitskomponente definiert werden musste und die notwendigen Informationen für das vierte Berechnungslevel nicht vorhanden waren. Die Stoffdaten wurden aus dem technischen Datenblatt entnommen, in dem die Polynome der Dichte, der Wärmeleitfähigkeit und der spezifischen Wärmekapazität schon enthalten sind. Die Koeffizienten des Polynoms der dynamischen Viskosität, wurden mithilfe von tabellierten Werten in den Grenzen von 80 und 220 °C herausgearbeitet, indem in Excel eine Polynomfunktion mitsamt Formel erstellt wurde.

Bei der aus Wasser und Ethylenglykol bestehenden Kühlflüssigkeit, musste kurioserweise das Wasser modelliert werden. Dieser Fall tritt deshalb ein, da in der verwendeten Datenbank nur selbst modellierte Fluide vorkommen und somit nur diese simuliert werden können. Wasser ist in dieser speziellen Datenbank nicht gegeben, jedoch ist erfreulicherweise hundertprozentiges Ethylenglykol als vordefiniertes Beispiel vorhanden. Für die Simulation des Kühlmittels wird EP17 verwendet, da eine Mischung mit möglichst hoher Qualität erzeugt werden soll und es keine Schwierigkeit darstellt, an die notwendigen Stoffdaten für Wasser zu gelangen. Die Koeffizienten der Polynome werden wieder mithilfe von Excel errechnet, wobei die notwendigen thermodynamischen Eigenschaften, bis auf die Kompressibilität, aus dem VDI-Wärmeatlas [29] in einem Temperaturbereich von 0 bis 50 °C, bei einem Druck von 1 bar, entnommen werden. Die Werte der Kompressibilität werden aus NIST Refprop [30] bei einer Spannbreite der Temperatur von 1 bis 50 °C, bei 1 bar Druck, ausgelesen. Der exponentielle Teil von Gleichung (50) wird dabei vernachlässigt.

Für die geforderten Werte der Minima und Maxima der Eigenschaften, werden jeweils die höchsten und niedrigsten tabellierten Werte der Literatur im vorher angegebenen Rahmen herangezogen und ein kleines Spiel dazugerechnet. Die Referenztemperaturen und -drücke werden beim Tripelpunkt von Wasser aus [29] gewählt, während bei der Referenzenthalpie nicht eindeutig ersichtlich war, welcher Wert am zweckmäßigsten ist. Als Entschluss wird die Enthalpie bei einem Druck von 1 bar und der Temperatur am Tripelpunkt aus NIST Refprop [30] verwendet. Um sicherzustellen, dass die Definition die notwendige Qualität erbringt, wurde ein empirischer Vergleich mit vordefiniertem Wasser einer anderen Section angestellt, welcher eine sehr gute Annäherung ergibt. In nachfolgender Tabelle sind die Werte der selbst erstellten Fluide und vollständigkeithalber des Ethylenglykols aufgelistet.

Tabelle 2: Parameter der selbstdefinierten Flüssigkeiten und des Ethylenglykols

	Therminol VP-1	Wasser	Ethylenglykol
Koeff. des μ-Polynoms			
$\mu(1)$	0,0059245	0,00178954	
$\mu(2)$	-9,607e-5	-6,062129e-5	
$\mu(3)$	6,03708e-7	1,418532e-6	
$\mu(4)$	-1,61439e-9	-2,051976e-8	
$\mu(5)$	1,5357e-12	1,293316e-10	
exponentielle Parameter μ_e			
$\mu_e(1)$			1,974897e-4
$\mu_e(2)$			455,5842
$\mu_e(3)$			79,69697
Koeff. des ρ-Polynoms			
$\rho(1)$	1083,25	999,8556	1141,329
$\rho(2)$	-0,90797	0,06419552	-0,881325
$\rho(3)$	7,811600e-4	-0,008579677	6,241250e-4
$\rho(4)$	-2,367000e-6	6,995108e-5	-3,109000e-6
$\rho(5)$		-3,704311e-7	
Koeff. des c_p-Polynoms			
$c_p(1)$	1498	4215,18	2293,712
$c_p(2)$	2,414	-2,0882	4,48
$c_p(3)$	5,959100e-3	0,0287545	
Koeff. des λ-Polynoms			
$\lambda(1)$	0,137743	0,55567	0,255063
$\lambda(2)$	-8,194770e-5	0,00254556	1,393521e-4
$\lambda(3)$	-1,922570e-7	-2,591950e-5	
$\lambda(4)$	2,503400e-11	2,556160e-7	
$\lambda(5)$	-7,297400e-15	-1,516870e-9	
Koeff. des κ-Polynoms			
$\kappa(1)$		5,064293e-10	3,00e-10
$\kappa(2)$		-3,126690e-12	
$\kappa(3)$		2,070166e-14	
Minima/Maxima			
ρ in kg/m ³		900/1000	600/1300
μ in Pa s		200e-6/0,01	100e-6/5
λ in W/(mK)		0,5/0,7	0,1/0,5
κ in 1/Pa		400e-12/600e-12	200e-12/400e-12
Referenztemperatur in °C		0,01	-12,90
Referenzdruck in Pa		611,7	100000,0
Referenzenthalpie in J/kg		106,0	174002,7

4.3 Aufbau der Steuerlogik und Regelung des Systems

Um den Prozess mit all seinen möglichen Zuständen adäquat einstellen zu können, wird nach einer Steuerlogik verlangt, mit der die Massenströme, Drücke und Temperaturen des Systems einfach, schnell und präzise reguliert werden können. Dabei kann ein einzelner Parameter, wie z.B. der Massenstroms des CO₂ manipuliert werden, ohne dass die restlichen geregelten Werte ungewollte Veränderungen erfahren. Dies ist eine zwingende Notwendigkeit, da sich die verschiedenen Zustände gegenseitig beeinflussen und somit das manuelle Einstellen eines bestimmten Zustands nahezu unmöglich, bzw. sich als ausgesprochen zeitintensiv gestalten würde.

Die geregelten Parameter und ihre Regelgrößen sind:

- Die Temperatur am Eingang des Precoolers wird über die Eintrittstemperatur des Verdampfers geregelt.
- Die Temperatur und die Dampfziffer des CO₂ am Ausgang des Precoolers, sowie die Temperaturen am Ausgang des Schluss-Kondensators und des Unterkühlers werden mit Ventilen gesteuert, die den Massenstrom der Kühlflüssigkeit manipulieren. Über die Temperaturen des Schlusskondensators werden die Drücke von 63 und 66 bar im Niederdruckbereich eingeregelt.
- Bei der Test-Tube wird der Massenstrom der Kühlflüssigkeit direkt reguliert
- Der CO₂ Massenstrom im Hauptkreislauf wird über die Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe geregelt.
- Der Massenstrom des Thermoöls wird über die Druckdifferenz des thermoölseitigen Ein- und Ausgangs geregelt.
- Der Druck im Hochdruckbereich wird über die Drossel des Hauptkreislaufs reguliert.

Die Parameter werden mit einem PID-Regler und einem Aktuator angepasst. Falls die Größe rein durch die Manipulation eines Randwertes eingestellt werden kann, wie im Falle der Eingangstemperatur des Precoolers, reicht nur ein Regler aus. Für den Fall, dass dies nicht möglich ist und eine zusätzliche Komponente wie die Ventile und die Pumpe zur Regelung erforderlich sind, wird zusätzlich ein Aktuator zwischen die gesteuerte Komponente und den Regler geschaltet. In Abbildung 13 und 14 werden beispielhaft für beide Fälle die Regelkreise visualisiert.

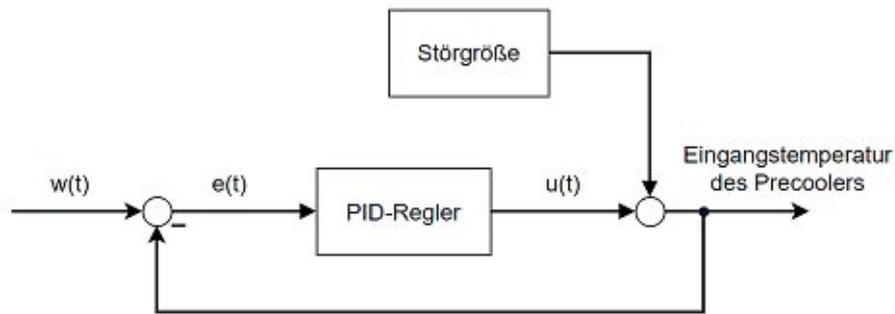


Abbildung 13: Beispielhafter Regelkreis bei Manipulation durch Randwert

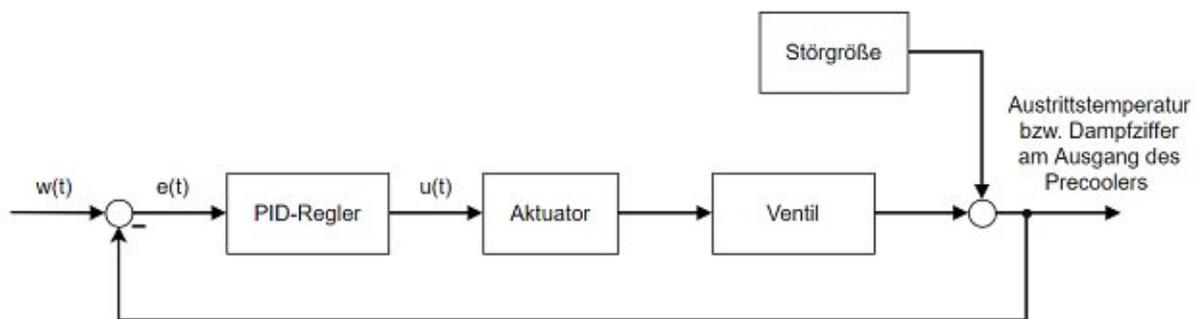


Abbildung 14: Beispielhafter Regelkreis bei Manipulation mithilfe eines Aktuators

Die Regelabweichung $e(t)$ wird durch die Differenz des Sollwerts $w(t)$ und der Messung gebildet und in den PID-Regler eingespeist. Die Messungen aller Regler erfolgen dabei mit einfachen Messkomponenten, deren Zeitkonstante des Filters fein zwischen 0,1 und 1 gewählt werden. Mithilfe der Regelabweichung berechnet der Regler die Führungsgröße $u(t)$. Dieses Signal kann nun direkt verwendet oder in einen Aktuator eingeleitet werden. Im Falle der Pumpe wird durch den Aktuator die Rotationsgeschwindigkeit und im Falle des Ventils die Stellung kontrolliert. Zusätzlich wird über den Aktuator die Reaktionszeit der Pumpe auf Geschwindigkeitsveränderungen, auf 5 Sekunden eingestellt und die benötigte Zeit der Ventile, um komplett zu öffnen bzw. zu schließen, auf 10 Sekunden justiert.

$u(t)$ wird über den PID-Regler mit folgendem Gleichungssystem berechnet:

$$u(t) = u_{\text{pr}}(t) + u_{\text{in}}(t) + u_{\text{di}}(t) \quad (51)$$

$u_{\text{pr}}(t)$ ist der proportionale Teil, der sich aus der Verstärkung K_{pr} , $e(t)$, sowie den zwei Faktoren f_{sk} und f_{Null} bildet. f_{sk} ist ein Skalierungsfaktor, der die Mess- und Ausgabebereiche berücksichtigt, die in den Reglern eingestellt werden und f_{Null} gibt den ausgegeben Wert eines reinen PI-Reglers, bei einer Regelabweichung von Null an.

$$u_{\text{pr}}(t) = K_{\text{pr}} f_{\text{sk}} e(t) + f_{\text{Null}} \quad (52)$$

$u_{in}(t)$ ist der integrierende Anteil der Gleichung, in der $u_{in}(t - 1)$ der integrierende Wert des vorherigen Berechnungsschrittes, t_{Abtast} die Abtastzeit, die entweder vorgegeben werden kann oder sonst der Simulationszeitschritt ist, TN die Nachstellzeit und $e(t - 1)$ die Regelabweichung des vorherigen Berechnungsschrittes. Die restlichen Faktoren kommen in vorheriger Gleichung (52) vor und werden auch dort erklärt.

$$u_{in}(t) = u_{in}(t - 1) \frac{K_{pr} f_{sk} t_{Abtast} (e(t) + e(t - 1))}{TN} \quad (53)$$

$u_{di}(t)$ ist der differenzierende Anteil, welcher nicht mehr von $e(t)$, sondern den gefilterten Messwerten des aktuellen und vorherigen Berechnungsschrittes $M_{filter}(t)$ und $M_{filter}(t - 1)$ abhängig ist. Noch nicht erläuterte Größen sind die Vorhaltzeit TD , der Filterkoeffizient K_{filter} , der konsistent auf seinem Standardwert von 10 belassen ist und der differenzierende Wert des vorherigen Berechnungsschrittes $u_{di}(t - 1)$.

$$u_{di}(t) = \frac{(2TD - K_{filter} t_{Abtast})}{2TD - K_{filter} t_{Abtast}} u_{di}(t - 1) - \frac{2K_{pr} TD N_F f_{sk}}{2T_{di} + K_{filter} t_{Abtast}} (M_{filter}(t) - M_{filter}(t - 1)) \quad (54)$$

Die Regler werden über die Parameter K_{pr} , TN und TD derart eingestellt, dass das System bei allen möglichen Eigenschaftskonstellationen nicht oszilliert und sich somit ein stabiler Zustand einstellt. Darüber hinaus soll sich dieser stabile Zustand bei dynamischen Änderungen möglichst schnell und ohne zu große Ausschläge einregeln. Dabei besteht die Möglichkeit, die einzelnen Anteile, welche in Gleichung (51) aufgeführt werden, nach Belieben hinzu- bzw. wegzuschalten, um somit z.B. einen PI-Regler zu kreieren, falls keine Notwendigkeit für den differenzierenden Anteil besteht. Die notwendigen Werte der Parameter sind empirisch ermittelt worden und in Tabelle 3 aufgeführt.

Aufgrund starker Schwankungen des Massenstroms um den Tank herum, welche die ausgegebenen Resultate der Kondensatoren beeinflussten und vermutlich darauf zurückzuführen sind, dass die Komponente wie in Kapitel 4.4.3 beschrieben, mit nur einem Berechnungsknoten modelliert werden kann, musste der entsprechende Regler der Pumpe sehr fein eingestellt werden. Zusätzlich sind für das Vermindern des Massenstroms weichere Parameter gewählt worden. Einerseits, weil es in seltenen Fällen zu starken Oszillationen und somit zu einem Kontrollverlust gekommen ist, und andererseits damit die Druckerhöhungen im System nicht zu gravierend ausfallen. Dementsprechend benötigt das Pumpenmodul für diesen Fall mehr Zeit. Geachtet werden muss auch darauf, dass die Messwerte des Massenstroms, die in den Regler der Pumpe eingespeist werden, unbedingt aus einem

Rohrstück vor der Pumpe entnommen werden, da sich sonst kein stabiler Zustand einstellt. Im Fall, dass im Precooler und der Test-Tube kondensiert wird, können zum Einstellen bestimmter Zustände Werte von K_{pr} und TD des Reglers der Pumpe von 0,6 und 0,3 s verwendet werden, bei denen es auf keinen Fall zu Oszillationen kommt. Die Experimente werden jedoch, aufgrund starker Ausschläge, nicht mit diesen Werten durchgeführt.

Tabelle 3: Werte von K_{pr} , TN und TD der PID-Regler

Einsatzort der PID-Regler	K_{pr}	TN in s	TD in s
Pumpe – Erhöhen des Massenstroms	0,02	4	1
Pumpe – Verringern des Massenstroms	0,02	10	1
Ventil des Hauptkreislaufs	1,00	150	-
Eingangstemperatur des CO ₂ beim Precooler	1,70	30	-
Massenstrom des Thermoöls	1,00	100	-
Ventil des Precoolers- Ausgangstemperatur	0,50	4	0,02
Ventil des Precoolers – Dampffziffer des Ausgangs	0,10	80	-
Ventil der Test-Tube	10,00	10	-
Ventil des Schlusskondensators	1,50	50	0,50
Ventil des Unterkühlers	1,00	165	-

Obwohl die Werte der Parameter empirischer Natur sind, wurde die Methode von Ziegler-Nichols aus [31], die zur Dimensionierung von PID-Reglern erdacht ist, als Ansatz verwendet, um sich einen Ausgangspunkt zu erarbeiten. Bei diesem Verfahren wird der integrative und differenzierende Teil des Reglers auf null gesetzt und die Verstärkung K_{pr} solange erhöht, bis das Ausgangssignal des Regelkreises stabil und konstant oszilliert. Die Verstärkung $K_{pr,krit}$ und die Periode TP_{krit} in diesem Schwingungszustand werden nun verwendet, um den Regler nach folgenden Formeln auszulegen:

$$\text{P-Regler:} \quad K_{pr} = 0,5K_{pr,krit} \quad (54)$$

$$\text{PI-Regler:} \quad K_{pr} = 0,45K_{pr,krit} \quad (55)$$

$$TN = 0,85TP_{krit} \quad (56)$$

$$\text{PID-Regler:} \quad K_{pr} = 0,6K_{pr,krit} \quad (57)$$

$$TN = 0,5TP_{krit} \quad (58)$$

$$TD = 0,125TP_{krit} \quad (59)$$

4.4 Modellierung des Kreislaufs und Ablauf der Experimente

Das Modell zum Abbilden des realen Prozesses mit all seinen Bauteilen ist komplett aus schon vorhandenen Prozesskomponenten zusammengebaut worden. Dennoch wurde versucht, diese vorgefertigten Module über ihre Eigenschaften so einzustellen, dass sich das Modell der Realität möglichst genau annähert. Die notwendigen Daten sind, sofern nicht anders erwähnt, allesamt aus technischen Datenblättern oder Zeichnungen entnommen. Die in Kapitel 2 beschriebenen Experimente laufen über Codes ab, die in SCL (Simantics Constraint Language) geschrieben sind, welches eine Variante der Programmiersprache Haskell ist.

4.4.1 Modellierung der Kondensatoren, Kühler und des Verdampfers

Bei den Wärmetauschern wurde generell ein und dieselbe Prozesskomponente verwendet, mit welcher sowohl reiner Gleich- als auch Gegenstrom beschrieben werden kann. Der Vorteil dieser Komponente besteht darin, dass die Anzahl an Berechnungsknoten sowohl auf der Rohr- als auch auf der Mantelseite erhöht werden kann, wie es in der Diskretisierung in Kapitel 4.1.2 in Abbildung 12 dargestellt ist. Zwar enthält die Software noch andere Komponenten mit diversen Vorteilen, wie z.B. die Prozesskomponente die als Kondensator ausgewiesen wird und es ermöglicht auf der Mantelseite die Höhe der Flüssigkeit im Mantelraum einzusehen, jedoch erlauben all diese Komponenten nicht die feinere Diskretisierung der Mantelseite und würden so die Genauigkeit der Berechnung behindern. Ein weiterer Vorteil einer feinen Diskretisierung besteht auch in der Möglichkeit, bestimmte Parameter wie z.B. die Temperatur an genau definierten Stellen im Rohr auszulesen, was insbesondere bei der Test-Tube von Vorteil ist. Falls tatsächlich nur ein Berechnungsknoten vorhanden wäre, würde die ausgegebene Größe für das komplette Bauteil gelten. Ein Nachteil aller Standardkomponenten besteht darin, dass nur reiner Gleich- und Gegenstrom definiert und somit die 2-Weg Dimensionierung einiger Wärmetauscher nicht abgebildet werden kann.

Die notwendige Anzahl an Berechnungsknoten wurde empirisch ermittelt, indem sie solange erhöht wurde, bis sichtlich keine Verbesserung des Verhaltens mehr erkannt werden konnte (z.B. bei der Wärmeübertragung des Erhitzers, der mit nur einem Berechnungsknoten nach einer viel höheren Temperaturdifferenz verlangt hat, um die notwendige Leistung zu erbringen). Dabei musste auch auf die Rechenzeit des Programms geachtet werden, da eine höhere Anzahl an Knoten die Berechnung aufwendiger gestaltet und somit die Simulationsgeschwindigkeit drosselt. Die Anzahl der Berechnungsknoten der Test-Tube wurde besonders hoch angesetzt, da gerade hier die Genauigkeit der Berechnung von großem Interesse ist. Die Strömungsrichtungen und die Feinheit der Diskretisierung in Bezug auf die Anzahl der Berechnungsknoten ist in Tabelle 4 angegeben.

Tabelle 4: Feinheitsgrad der Diskretisierung und Strömungsrichtung der Wärmetauscher

Bauteil	Feinheitsgrad der Diskretisierung	Strömungsrichtung
Verdampfer	30	Gleichstrom
Precooler	30	Gegenstrom
Test-Tube	100	Gegenstrom
Schluss-Kondensator	15	Gegenstrom
Unterkühler	10	Gegenstrom

Die Möglichkeit der geometrischen Dimensionierung der Wärmetauscher beruht auf folgenden Parametern:

- Innerer und äußerer Radius der Rohre
- Mittlere Rohrlänge
- Anzahl der parallelen Rohre
- Anzahl der Rohrreihen
- Fließlänge des Mantels
- Strömungsquerschnitt des Mantels

Während die Radien aller Kühler und Kondensatoren simpel aus den jeweiligen technischen Zeichnungen entnommen sind, konnte dies für die Anzahl an Rohren, sowie für die mittlere Rohrlänge, bei denjenigen Komponenten mit Rohrbündeln nicht so einfach herausgeschrieben werden. Es musste darauf geachtet werden, die Parameter sorgfältig nach den jeweilig gegebenen Dimensionierungen anzupassen, um die in den Datenblättern angegebenen Austauschflächen zu erreichen.

Da die Rohre des Precoolers von einem Kopf zu einem anderen laufen, konnte hier die tatsächliche Anzahl an Rohren, sowie deren Länge verwendet werden. Beim Schluss-Kondensator und Unterkühler, werden jedoch U-Rohre verwendet. Während beim Schluss-Kondensator die gesamte Länge der Rohre umflossen wird, ist dies beim Unterkühler nicht der Fall, da die Abbiegungen der U-Rohre von einem Umlenblech verdeckt werden und somit diese Rohrlängen nicht dazugerechnet werden. Beim Schluss-Kondensator wurde der Mittelwert der Längen aller Rohre, abzüglich einer kleinen vom Eintrittskopf verdeckten Länge, sowie die tatsächliche Anzahl an Rohren angegeben. Beim Unterkühler wurde die von den Umlenblechen sowie ebenfalls eine vom Eintrittskopf verdeckte Länge abgezogen und der erhaltene Wert halbiert, sowie die Rohrzahl verdoppelt. Dieser Sachverhalt ist in der nachfolgenden Abbildung verdeutlicht.

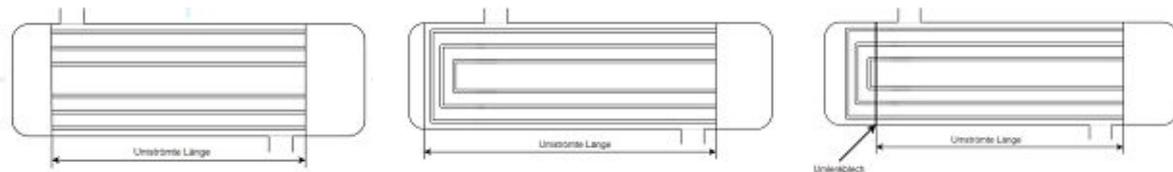


Abbildung 15: Dimensionierung des Precoolers, Schluss-Kondensators sowie Unterkühlers

Ob die richtige Austauschfläche realisiert wurde, lässt sich durch einen Blick in das Berechnungslevel der Komponente erkennen. Darin wird im WM auf der Rohraußenseite nach dem Wert „HT_AREA_TOTAL“ gesucht. Dieser Wert muss mit der Anzahl an Wärmeübergangsmodulen multipliziert werden.

Zusätzlich kann im Modell noch die Anzahl an Rohrreihen angegeben werden. Falls kein Wert eingetragen wird, berechnet das Programm den Parameter aus der Quadratwurzel der Rohranzahl. Da bei jeglichen Modifikationen dieser Größe keine Veränderungen auftraten, wurde bei keinem der Wärmetauscher ein Wert zugeordnet. Für die Fließlänge des Mantels wurde die insgesamt angeströmte Länge angegeben.

Für die Berechnung des Strömungsquerschnitts des Mantels gehen laut [32, S. 272-275] mit Gleichung (60) die Abstände der Umlenkleche L_{Um} , die Abstände der Rohre von ihren Mittelpunkten zueinander $L_{Ro,MP}$ der äußere Durchmesser der Rohre $D_{a,Ro}$ und der innere Durchmesser des Mantels $D_{i,Ma}$ ein.

$$A_{Ma} = \frac{D_{i,Ma}(L_{Ro,MP} - D_{a,Ro})L_{Um}}{L_{Ro,MP}} \quad (60)$$

Da jedoch nicht genügend Daten für die Berechnung von Gleichung (60) gegeben waren, wurde der Strömungsquerschnitt einzig durch eine Subtraktion des inneren Querschnitts des Hohlzylinders mit dem äußeren Querschnitt der durchflossenen Rohre nach Formel (61) realisiert. N_{Ro} ist die Anzahl der Rohre, die im Fall des Schluss-Kondensators für diese Berechnung verdoppelt wurde. Im Fall der Test-Tube, sollte nachfolgende Gleichung dennoch jeglichen Ansprüchen genügen.

$$A_{Ma} = \pi(r_{i,Ma}^2 - N_{Ro}r_{a,Ro}^2) \quad (61)$$

Durch die geometrische Definition allein konnten jedoch nicht die geforderten Leistungen aus den jeweiligen Spezifikationsblättern für den Bereich der Kondensation, unter Anwendung des standartmäßig vorhandenen Berechnungsprogramms, erreicht werden. Dadurch musste, um die Funktionstüchtigkeit des Modells mit diesem Gleichungssystem sicherzustellen, mit einem

Attribut der Prozesskomponente gearbeitet werden, welches die Effizienz der Berechnung des Wärmeübergangs entweder steigert oder senkt und sowohl für die Rohr- als auch Mantelseite definiert werden kann. Diese Effizienzen wurden für den Precooler und den Schluss-Kondensator für die Mantel- und Rohrseite so eingestellt, dass die Kondensatoren die geforderte Leistung im Rahmen der angegebenen Bedingungen (Massenströme der Fluide, Druck- und Temperaturdifferenzen) erfüllen. Für die Test-Tube wurde die Effizienz nicht manipuliert, um die absolut reinen Ergebnisse der voreingestellten Berechnung zu erhalten. Die geometrischen Daten sowie die Werte der Effizienzen sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Geometrische Daten, sowie die gesteigerten Effizienzen der Kühler und Kondensatoren des Modells

Geometrische Größe	Precooler	Test-Tube	Schluss-Kondensator	Unterkühler
Innerer Rohrradius in mm	3,00	10,89	2,00	2,00
Äußerer Rohrradius in mm	4,0	12,7	3,0	3,0
Mittlere Rohrlänge in mm	950,0	1033,0	3649,5	1300,0
Anzahl an parallelen Rohren	56	1	97	264
Fließlänge des Mantels in m	0,950	1,033	1,979	1,372
Strömungsquerschnitt des Mantels in m ²	0,004530	0,000351	0,014696	0,012720
Austauschfläche in m ²	1,3370	0,0824	6,6700	6,4500
Effizienzen in %	250	-	225	-

Auch der Verdampfer hatte Probleme, die notwendigen Leistungen zu erbringen. Da diese Komponente am Anfang der Arbeit ausgelegt wurde, bevor das notwendige Wissen über die Manipulation der Effizienzen bestand, wurden hier die geometrischen Daten manipuliert, um auf die gewollten Ergebnisse hinzuarbeiten. Zwar besteht auch hier die Möglichkeit die realen Daten zu übertragen und die Effizienzen zu erhöhen, jedoch wurde entschieden die Einstellungen beizubehalten, um eine Gegenüberstellung der realen und der notwendigen geometrischen Definition zu ermöglichen, die in Tabelle 6 aufgelistet sind.

Zudem besteht die Möglichkeit, das Material der wärmeleitenden Medien festzulegen. Generell wird für alle Wärmetauscher rostfreier Edelstahl verwendet, bis auf die Test-Tube deren inneres Rohr aus Kohlenstoffstahl gefertigt ist.

Tabelle 6: Gegenüberstellung der realen und notwendigen Definition der geometrischen Daten des Verdampfers

Geometrische Größe	Reale Dimensionierung	Notwendige Dimensionierung
Innerer Rohrradius in mm	2	2
Äußerer Rohrradius in mm	3	3
Mittlere Rohrlänge in m	1,857	1,985
Anzahl an parallelen Rohren	124	140
Fließlänge des Mantels in m	1,8569	1,8569
Strömungsquerschnitt des Mantels in m ²	0,005030	0,000870
Austauschfläche in m ²	4,33	5,24

Der Druckabfall in den Verrohrungen $\Delta p_{\text{Verlust}}$ wird nach Gleichung (62) berechnet, in der \dot{m} der Massenstrom und f_D der Druckabfallfaktor ist. f_D berechnet sich wiederum aus Gleichung (63), in der ρ die Dichte der Strömung, A der Strömungsquerschnitt, L_{Ro} die Länge des Rohres, D_h der hydraulische Durchmesser, K_R der Reibungskoeffizient, der im homogenen Gleichungssystem mithilfe der modifizierten Colebrook-Gleichung berechnet wird und ξ der Widerstandsbeiwert ist [22].

$$\Delta p_{\text{Verlust}} = \frac{1}{2} f_D \dot{m}^2 \quad (62)$$

$$f_D = \frac{\left(\xi + K_R \frac{L_{\text{Ro}}}{D_h} \right)}{\rho A^2} \quad (63)$$

Die modifizierte Form der Colebrook-Gleichung war nicht auffindbar, jedoch ist in der Dokumentation des 6-Gleichungssystems [21] die originale Form aufgeführt, die in Abhängigkeit der Oberflächenrauigkeit und der Reynoldszahl steht. Sowohl die Oberflächenrauigkeit, in Form der relativen Rauigkeit, als auch der Widerstandsbeiwert können für den Mantel und die inneren Rohre der Prozesskomponente des Wärmetauschers angegeben werden.

Sowohl die relative Rauigkeit als auch der Widerstandsbeiwert werden nach dem VDI-Wärmeatlas [33] berechnet. Die relative Rauigkeit ergibt sich durch Division der absoluten Rauigkeit, definiert als die mittlere Erhöhung aller Unebenheiten, durch den inneren Rohrdurchmesser. Falls die Rohre als ideal glatt angesehen werden, kann auf die

Rauhigkeiten auch verzichtet werden. In dieser Arbeit werden die Werte jedoch berechnet und in das Modell eingefügt. Die absolute Rauigkeit, ist für neue geschweißte Stahlrohre aus dem VDI-Wärmeatlas [33] für alle Wärmetauscher mit 0,05 mm entnommen.

Die Widerstandsbeiwerte beschreiben den Druckverlust aufgrund von Umlenkungen, Ventilen, sowie Querschnittsverengungen und -erweiterungen von Rohrdurchmessern, etc. Dabei werden die Widerstandsbeiwerte für den Mantel und die Rohre für verschiedene Fälle berechnet und aufaddiert.

Die Berechnung des Widerstandsbeiwertes bei Rohrbündeln mit Umlenklechen wird in vier Teile aufgespalten: Querströmungszone, Endzone, Fensterzone und Zone der Mantelstützen. Für den Bereich der Fensterzone ist keine Berechnung des Widerstandsbeiwertes gegeben und wird somit vernachlässigt, während für die identische Berechnung des Beiwertes der End- und Querströmungszone nicht die notwendigen geometrischen Informationen vorhanden sind. Jedoch ist ein Diagramm für ideale querumströmte Rohre für versetzte Anordnungen vorhanden, welches den Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit der Reynoldszahl setzt. Das Diagramm ist in Abbildung 16 mit den ungefähren, in den Wärmetauschern vorhandenen Reynoldszahlen visualisiert. Die Werte werden für den ungünstigsten Fall entnommen und aufgrund der identischen Berechnung der beiden Zonen verdoppelt. Der Widerstandsbeiwert für die Zone der Mantelstützen ist mit einem näherungsweisen Wert von 2 angegeben worden. Da der Mantel der Test-Tube nur aus einem Rohr besteht, wird dieser im nachfolgenden Absatz behandelt.

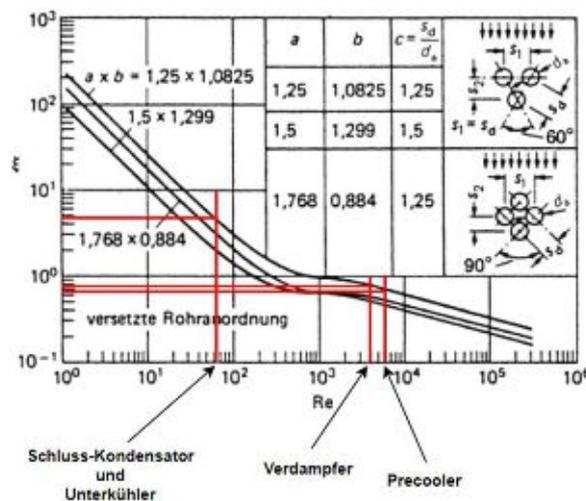


Abbildung 16: Widerstandsbeiwert idealer querumströmter Rohre mit versetzter Anordnung in Abhängigkeit der Reynoldszahl [33]

Die Widerstandsbeiwerte der Rohre ergeben sich aus drei Teileinheiten: Eintritt in das Rohrbündel, Umlenkungen der Rohre und Austritt aus dem Rohrbündel. Für den Eintritt in das Rohrbündel wird der Wert aus Abbildung 17, mit 0,25 für einen scharfen Einlauf entnommen.

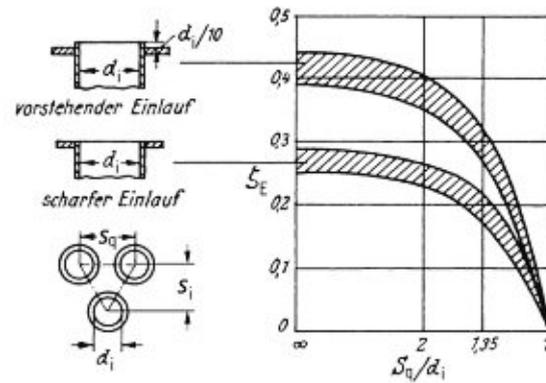


Abbildung 17: Widerstandsbeiwert für scharfkantige Rohre bei Eintritt in Rohrbündel [33]

Für den Austritt aus dem Rohrbündel wird folgende Gleichung verwendet, bei der A_1 und A_2 jeweils die Querschnittsflächen der Innenseite des Rohres und des Austritts darstellen. Da ein großes Flächenverhältnis vorherrscht, wird hier annähernd ein Wert von 0,95 gewählt.

$$\xi_{\text{Austritt}} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (64)$$

Für die Umlenkungen in den Rohren wird Abbildung 18 herangezogen, aus der die Werte jeweils für die niedrigsten Radien aus dem Bündel und glatte Rohre herausgelesen werden. Da Abbildung 18 für Reynoldszahlen über 10^5 gilt und darunter die Widerstandsbeiwerte ansteigen, besteht die Möglichkeit, dass die verwendeten Werte etwas zu niedrig sind.

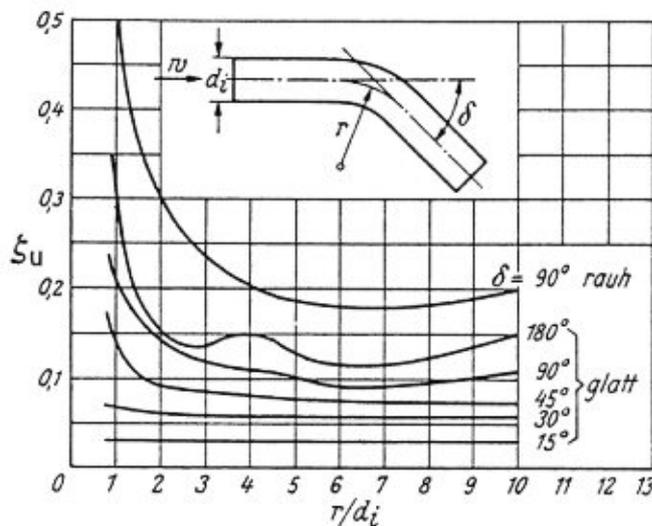


Abbildung 18: Widerstandsbeiwert bei gebogenen Rohren [33]

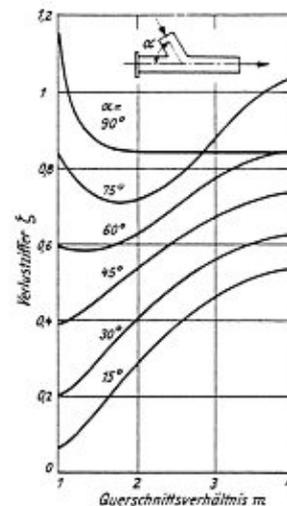


Abbildung 19: Widerstandsbeiwert bei Eintritt in T-Stück mit einseitigem Blindflansch [33]

Für den Precooler und den Verdampfer gelten nur die Ein- und Austritte in das Rohrbündel. Diese Werte werden aufgrund der Bauart für den Precooler verdoppelt. Für den Schlusskondensator und den Unterkühler, werden alle Varianten betrachtet. Der Widerstandsbeiwert für das innere Rohr der Test-Tube ist mit Null gewählt worden, da keines der vorhin besprochenen Fälle zutrifft, während für das äußere Rohr, für den Eintritt ein Wert von 0,82

aus Abbildung 19 entnommen und für den Austritt vereinfacht die Berechnung aus Gleichung (64) angewendet wird. Sowohl die berechneten relativen Rauigkeiten als auch die Widerstandsbeiwerte finden sich in Tabelle 7.

Tabelle 7: Relative Rauigkeiten und Widerstandsbeiwerte der Wärmeüberträger

Komponente und Einsatzort	Relative Rauigkeit	Widerstandsbeiwert ξ
Verdampfer - Rohre	0,012500	1,2
Verdampfer - Mantel	0,000467	3,6
Precooler - Rohre	0,008330	2,4
Precooler - Mantel	0,000517	3,4
Test-Tube - Rohr	0,002295	0,0
Test-Tube - Mantel	0,001513	0,9
Schluss-Kondensator - Rohre	0,012500	1,5
Schluss-Kondensator - Mantel	0,000312	12,0
Unterkühler - Rohre	0,012500	1,5
Unterkühler - Mantel	0,000312	12,0

4.4.2 Modellierung der Pumpe

Für das Pumpen-Modul wird die „Basic-Pump“ genannte Prozesskomponente gewählt. Die Komponente wird über vier konstante Anfangswerte eingestellt: die maximale und nominale Förderhöhe H_{\max} und H_{Nom} , sowie die nominale Geschwindigkeit n_{Nom} und der nominale Volumenstrom V_{Nom} . Im Berechnungslevel der Komponente wird eine thermohydraulische Verbindung und ein Pumpenmodul, wie in Abbildung 20 visualisiert, erstellt. Im Pumpenmodul wird die Förderhöhe und die Ableitung der Förderhöhe in Bezug zum Massenstrom, der durch die Pumpe fließt, als eine Funktion des Volumenstroms V und der Pumpengeschwindigkeit n mit Gleichung (65) und (66) berechnet. Die zwei berechneten Werte werden für die Impulsgleichung der thermohydraulischen Verbindung verwendet, während die dafür notwendige Dichte ρ und der Massenstrom \dot{m} aus der Verbindung selbst bezogen werden.

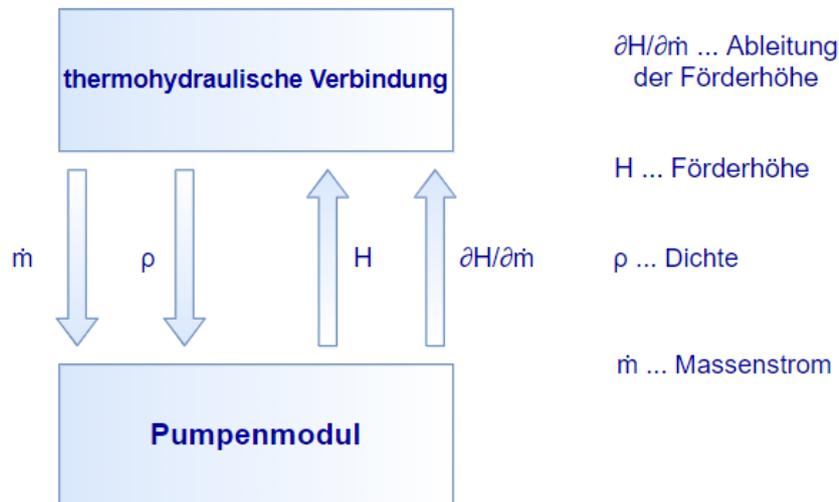


Abbildung 20: Informationsflüsse der Berechnungskomponenten der „Basic-Pump“

Die Pumpengeschwindigkeit selbst wird nicht berechnet, ist jedoch einstellbar: In dieser Arbeit über eine Automatisierung, welche den Massenstrom regelt. Die Geschwindigkeit wird nicht direkt in Umdrehungen pro Minute angegeben, sondern lässt dem Benutzer die Freiheit die Einheit, durch Einstellen der nominalen Geschwindigkeit selbst zu wählen. Da die nominale Pumpendrehzahl des realen Bauteils 960 U/min beträgt, wird die nominale Rotationsgeschwindigkeit auf 96 gestellt und ist somit mit einem Faktor von 0,1 behaftet. Von Bedeutung ist hier nur, dass die Einheit der nominalen und der tatsächlichen Geschwindigkeit dieselbe ist. Der nominale Volumenstrom wird auf $833,366 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ gestellt, während die maximale und nominale Förderhöhe 4000 und 3950 m betragen. Die konstanten Werte der Förderhöhe sind zwar unrealistisch, aber in diesem Fall notwendig, da eine nominale Leistung von 30 kW angestrebt wird und diese über eine Division des Produktes aus nominalem Volumenstrom und nominaler Förderhöhe mit der Pumpen- und Motoreffizienz berechnet wird. Noch dazu darf die Differenz zwischen H_{Nom} und H_{max} aufgrund der Kontrollierbarkeit des Moduls, nicht zu hoch werden. Die Effizienzen, zusammen mit den geforderten geometrischen Definitionen, sind in Tabelle 8 aufgelistet.

$$H = (H_{\text{max}} - (H_{\text{max}} - H_{\text{nom}})) \frac{V^2}{(V_{\text{nom}})^2} \left[\frac{n}{n_{\text{nom}}} \right]^2 \quad (65)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \dot{m}} = -2(H_{\text{max}} - H_{\text{nom}}) \frac{V}{(V_{\text{nom}})^2} \frac{1}{\rho} \left[\frac{n}{n_{\text{nom}}} \right]^2 \quad (66)$$

Ein weiteres Anliegen ist es, eine geringe Temperaturerhöhung über die Komponente der Pumpe zu simulieren. Dazu wird Wärme, über die Wirkleistung der Pumpe generiert, welche

sich durch Multiplikation der nominalen Leistung mit einer Konstante berechnet. Diese Konstante wird im Attribut „PU11_MIN_RELATIVE_POWER“ festgehalten. Der tatsächliche Wert der Wärme, wird über die Multiplikation der Wirkleistung mit der Effizienz des Motors in kW erhalten. Die generierte Wärme hängt jedoch nicht direkt vom Wirkungsgrad des Motors ab und wird somit durch die vorher genannte Konstante manipuliert. „PU11_MIN_RELATIVE_POWER“ ist in dieser Arbeit mit dem Wert 0,3 festgehalten worden, mit dem eine Wärme von 8,61 kW erzeugt wird. Alternativ besteht die Möglichkeit die Temperatur am Ausgang Pumpe mit einem PID-Regler über die abgegebene Wärme mithilfe von „PU11_MIN_RELATIVE_POWER“ zu steuern.

Tabelle 8: Geometrische Definition und Effizienzen der Pumpe und des Motors

Fließlänge der Pumpe	in m	0,265
Strömungsquerschnitt	in m ²	0,001502
Pumpendurchmesser	in mm	43,731
Effizienz der Pumpe	in %	90
Effizienz des Motors	in %	93,4

Es existiert noch ein komplexeres Modul („Motor_Pump“) welches weitläufiger einstellbar ist, jedoch nicht gewählt wurde, da das Hauptziel der Pumpe nur ein exakt einstellbarer Massenstrom ist und somit die zusätzliche Komplexität keinen Mehrwert bringt. Falls weitere Informationen wie das Motordrehmoment erbracht werden sollen, oder falls die Berechnung der Geschwindigkeit gefordert ist, muss diese Prozesskomponente eingesetzt werden.

4.4.3 Modellierung des Tanks

Der abzubildende horizontal liegende Tank hat einen Innendurchmesser von 0,243 m und ein Volumen von 0,055 m³. Er soll in etwa zur Hälfte mit Flüssigkeit gefüllt sein. Die Anforderungen an den Tank sind, die beiden Phasen separieren zu können, nur pure Flüssigkeit an seiner Unterseite auszugeben, sowie in Einklang mit der Druckberechnung des Programms zu sein. Dabei wird eine Prozesskomponente verwendet, die speziell für horizontale Tanks mit kreisförmigem Querschnitt ausgelegt ist und den Füllstand berechnen kann.

Um den Tank zu simulieren, gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten. Bei der ersten Methode kann der Tank mit einem einzigen Berechnungsknoten ausgeführt werden, bei dem die Option der Phasentrennung aktiviert wird, die im nachfolgenden Absatz erklärt ist. Diese Methode kann zu Instabilitäten führen, wie z.B. zu starken Oszillationen des Massenstromes um den Tank herum, da der gesamte Durchfluss durch ein großes Volumen mit nur einem Berechnungsknoten errechnet wird.

Obwohl die Annahme eines homogenen Zweiphasenstroms vorliegt, besteht die Möglichkeit die Phasen im thermohydraulischen Berechnungsknoten zu trennen, so dass sich die Flüssigkeit im unteren Bereich und der Dampf im oberen Bereich des Volumens befindet und sich ein Flüssigkeitspegel einstellt. Welche Phase am Ausgang des Knotens entnommen wird, hängt von der Höhe des Pegels H_P und des Eingangs der Verzweigung H_{VE} ab. Um den Eingang der Verbindung, ist sowohl auf der Seite der Flüssigkeit als auch des Dampfes eine Übergangszone ΔH vorhanden, bei welcher sich die Zusammensetzung von Dampf und Flüssigkeit allmählich ändert, sowie eine Mischphase abgeschieden wird [22]. Die Thematik ist in Abbildung 21 visualisiert.

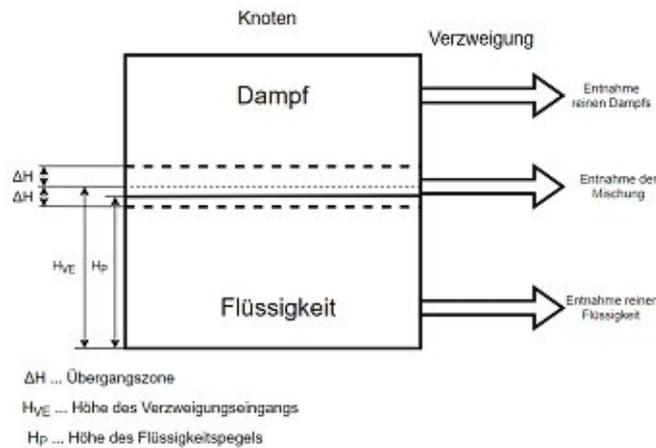


Abbildung 21: Phasentrennung in einem thermohydraulischen Knoten

Bei Phasentrennung wird die Dichte und die Enthalpie am Eingang der Verzweigung jeweils als Funktion des Volumenanteils ε_{PT} und des Massenteils x_{PT} des Dampfes ermittelt. Diese werden wiederum nach den Gleichungen (67) und (68) berechnet [22].

$$\varepsilon_{PT} = 1 - \left[\frac{(H_P - H_{VE} + \Delta H)}{2\Delta H} \right]^2 \quad (67)$$

$$x_{PT} = \frac{\varepsilon_{PT}\rho_d}{(\rho_f + \varepsilon_{PT}(\rho_d - \rho_f))} \quad (68)$$

Bei der zweiten Methode handelt es sich um eine feinere Diskretisierung des Tanks, also eine Ausführung mit mehreren Berechnungsknoten. Die Komponente wird dabei vertikal in eine gewisse Anzahl von Teilen aufgespalten, wie in Abbildung 22 dargestellt. Die Option der Phasentrennung stellt in diesem Fall keine Notwendigkeit dar, da die Trennung der Phasen über die Verbindungen der Berechnungsknoten stattfindet. Das bedeutet, dass der Dampf über die Verbindungen nach oben und die Flüssigkeit nach unten geleitet wird. Ob nun Flüssigkeit oder Dampf erhalten wird, hängt wiederum von der Erhöhung des Verbindungspunktes ab, da sich dann die Verrohrung mit dem entsprechenden Berechnungsknoten auf derselben Höhe koppelt.

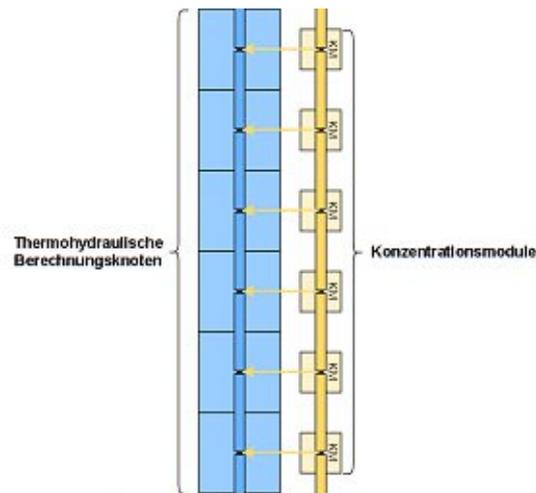


Abbildung 22: Ausschnitt des Innenlebens eines Tanks nach der zweiten Methode mit Berechnungsknoten und Verbindungen

Da die zweite Methode als stabiler gilt, wurde zunächst versucht, den Tank mit dieser auszulegen. Bei den Simulationen sind dadurch jedoch Probleme aufgetreten. Einerseits haben sich die gewollten Zustände nicht von allein eingestellt, da sich die Phasen nicht selbstständig getrennt haben. Deshalb wurden die Berechnungsknoten in denen nur reiner Dampf sein sollte, manuell durch Manipulation der Enthalpien auf Sättigungszustand initialisiert. Die manuell initialisierten Berechnungsknoten haben sich nach längerem Durchlaufen der Simulation dennoch erneut begonnen zu durchmischen. Somit ist mit dieser Methode keine exakte Trennung der Phasen möglich.

Andererseits ist nicht verständlich, wie sich die Zustände im Tank aufgrund der Manipulationen einstellen. Durch den Eingriff in die Enthalpien der oberen TB entstehen Verschiebungen des Drucks der Prozesskomponente, was dazu führt, dass die Zustände, um die drei vorangeschalteten Wärmetauscher schwer zu kontrollieren sind. Genauer gesagt kann kein stabiler Zustand um den gewünschten Druck zu den gewünschten Temperaturen erreicht werden und somit ist die Funktionalität der Komponente nicht gegeben.

Ein weiterer Versuch bestand darin, die Phasen in dem Knoten, in welchem das gesättigte flüssige CO_2 den Tank betritt, zu trennen und darauffolgend die manuelle Initialisierung der entsprechenden TB vorzunehmen. Mit dieser Option ist es zwar gelungen, die Phasen in den jeweiligen Knoten rein zu halten, jedoch nicht den gewünschten Zustand einzustellen. Somit ist auch diese Methode nicht sinnvoll.

Eine Vermutung legt nahe, dass diese Problematik durch die Anwendung des homogenen Gleichungsmodells entsteht, da die Berechnung keine Trennung zwischen gasförmigem und flüssigem Medium vorsieht. Somit ist die Modellierung eines entgegengesetzten Flusses und damit auch die Trennung der Phasen über die thermohydraulischen Verbindungen vermutlich nicht möglich, da immer eine Mischphase transportiert wird. Diese Vermutung wird durch eine

Masterarbeit [34] bestätigt, welche sich mit den Unterschieden des homogenen und 6-Gleichungssystems in APROS beschäftigt und die Untauglichkeit des 3-Gleichungsmodells im Modellieren einer Gegenströmung bestätigt.

Aufgrund dieser Problemstellung musste der Tank gezwungenermaßen mit nur einem Berechnungsknoten ausgeführt und mögliche Unbeständigkeiten durch exakte PID-Regler ausgeglichen werden. Der Zulauf ist bei einer Höhe von ca. 0,11 m gewählt, um sicherzustellen, dass die flüssige Phase im Tank angesteuert wird. Der Eingang der ablaufenden Verzweigung liegt am Tankboden, damit nur gesättigte Flüssigkeit entnommen wird. Die für die thermohydraulische Berechnung wichtige Informationen der Höhe des Tankbodens von einem Referenzlevel (Boden der Anlage) ist mit 2,03 m angeführt.

4.4.4 Modellierung der Ventile

An die Komponente, mit welcher die Ventile des Systems abgebildet werden sollen, werden zwei Anforderungen gestellt: Einerseits soll es über einen sogenannten Durchflusskoeffizienten für ein komplett geöffnetes Ventil, Kvs-Wert genannt, einstellbar sein und andererseits muss es über eine Automatisierung mit Aktuator regelbar sein. Der Kvs-Wert beschreibt simpel formuliert den maximalen Massenstrom, bzw. Volumenstrom, der bei voll geöffnetem Ventil durchfließen kann. Es gibt zwei Komponenten, die diesen Anforderungen entsprechen: das Absperr- und das Regelventil. Da sich das Absperrventil nur komplett schließen oder öffnen lässt, kann jedoch praktisch gesehen nur das Regelventil verwendet werden, um die genauen Werte der Massenströme und des Drucks einzustellen.

Die Prozesskomponente des Regelventils errichtet ein Berechnungslevel, welches dem der Pumpe ähnlich, und in Abbildung 23 mitsamt der Informationsflüsse dargestellt ist. Das Ventil wird als Strömungswiderstand angesehen, welches eine Funktion der Ventilstellung ist. Im Ventilmodul wird sowohl der Strömungswiderstandskoeffizient als auch der Strömungsquerschnitt berechnet, der abhängig von der Stellung ist.

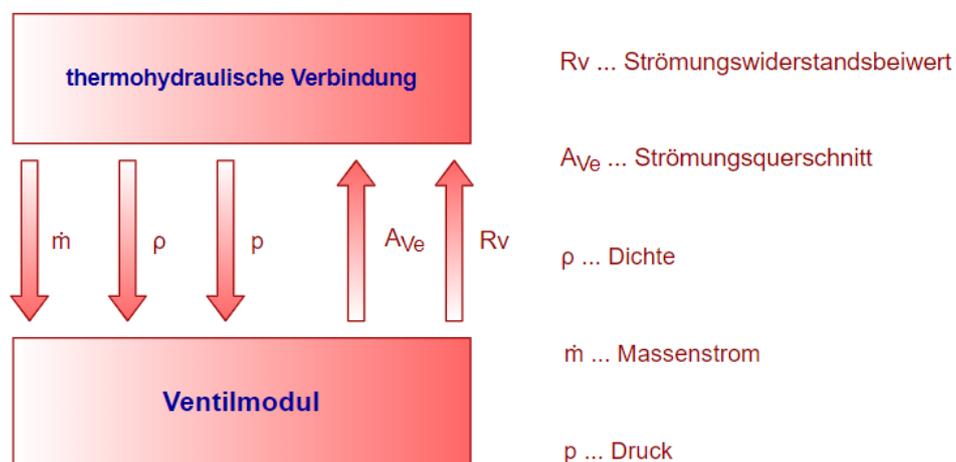


Abbildung 23: Berechnungslevel und Informationsfluss der Ventilkomponente

Der Volumenstrom V wird in der Simulation über den mit der Ventilstellung variablen Durchflusskoeffizienten (K_v -Wert) mit Gleichung (69) berechnet, in welcher $\Delta p_{\text{Verlust}}$ der Druckverlust und ρ , sowie $\rho_{4^\circ\text{C}}$ die reale Dichte und die Dichte bei 4°C sind. Der zugehörige Massenstrom wird durch Multiplikation des Volumenstroms und der Dichte errechnet.

$$K_v = V \sqrt{\frac{\rho_{4^\circ\text{C}}}{\Delta p_{\text{Verlust}} \rho}} \quad (69)$$

Jedes Ventil weist eine spezifische Kennlinie auf. Mit dieser Kennlinie und dem K_{vs} -Wert kann das Verhalten des Ventils bei sämtlichen Ventilstellungen beschrieben werden. Der K_v -Wert ist dabei eine Funktion der Ventilstellung. Da die hier besprochenen Komponenten generell eine lineare Kennlinie aufweisen, kann der Sachverhalt durch Abbildung 24 verdeutlicht werden.

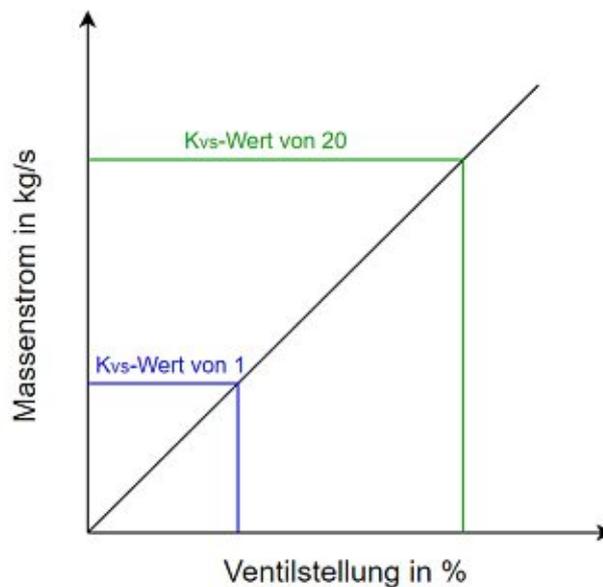


Abbildung 24: Lineare Kennlinie der Ventile

Der Druckverlust $\Delta p_{\text{Verlust}}$ über die thermohydraulische Verbindung wird mit folgender Gleichung berechnet, in der ρ die Dichte, v die Strömungsgeschwindigkeit, R_v den Strömungswiderstandskoeffizienten, L die Fließlänge, D_h den hydraulischen Durchmesser und K_R den Reibungskoeffizienten darstellt. R_v wird nach Gleichung (71) berechnet, in der A_{ve} der Strömungsquerschnitt bei kompletter Öffnung ist. Der Reibungskoeffizient wird in Kapitel 4.4.1 erläutert.

$$\Delta p_{\text{Verlust}} = \frac{1}{2} \left(R_v + K_R \frac{L}{D_h} \right) \rho v^2 \quad (70)$$

$$Rv = \frac{2 * 1000 * 3600^2 A_{Ve}}{\rho K v^2} \quad (71)$$

Die relevanten Parameter der Ventile sind in Tabelle 9 aufgeführt. Für das Ventil im CO₂-Kreislauf waren alle Daten im Vorhinein bekannt, während für den Schluss-Kondensator der Kvs-Wert, sowie der Nenndurchmesser gegeben waren. Für den Rest der Ventile waren nur die Nenndurchmesser vorgegeben. Mit diesen Informationen sind die restlichen Parameter aus einem Datenblatt von Samson [35] für pneumatische Stellventile des Typs 3241 entnommen.

Tabelle 9: Geometrische Definitionen der Ventile

Einsatzort	Fließlänge	Innerer Durchmesser	Strömungsquerschnitt	Kvs-Wert
	m	mm	m ²	m ³ /h
Ventil im Hauptkreislauf	0,13	22,5	0,3976e-3	1
Ventil des Precoolers	0,20	49,1	1,8934e-3	10
Ventil der Test-Tube	0,23	49,1	1,8934e-3	25
Ventil des Schluss-Kondensators	0,29	61,9	3,0093e-3	40
Ventil des Unterkühlers	0,23	49,1	1,8934e-3	40

Die Abschätzungen der notwendigen Kvs-Werte werden mit folgender Überschlagsberechnung (72) aus [36] durchgeführt, aus welcher auch die notwendigen Informationen über den Durchflusskoeffizienten entlehnt sind. V ist der Volumenstrom, $\Delta p_{\text{Verlust}}$ ist der Druckverlust über das Ventil, ρ ist die Dichte des Mediums, während ρ_W die Dichte von Wasser bei 15,6 °C ist.

$$Kv = V \sqrt{\frac{1 \text{ bar } \rho}{\Delta p_{\text{Verlust}} \rho_W}} \quad (72)$$

Es wird bei allen selbstgewählten Kvs-Werten ein Spiel gelassen, wobei gerade beim Ventil der Test-Tube und des Unterkühlers mehr Freiraum gelassen wird - in Anbetracht dessen, dass bei zukünftigen Experimenten unter Umständen nach höheren Massenströmen verlangt wird.

4.4.5 Gesamtmodell und Präsentation des Codes

Die in den vorherigen Kapiteln vorgestellten Prozesskomponenten werden über eine Verrohrung zum gesamten Modell verknüpft. Die Rohre stellen wiederum Prozesskomponenten dar, deren geometrische Definition über folgende Parameter definiert wird:

- Länge
- Strömungsquerschnitt
- Innerer und äußerer Durchmesser

Falls bestimmte Längen nicht eindeutig aus den technischen Zeichnungen auszulesen waren, sind die Normen DIN EN 1090-1 für Flansche und DIN EN 10253-2 für Rohrbögen, Reduzierstücke und T-Stücke herangezogen worden.

Die Berechnung der Druckverluste verläuft nach den in Kapitel 4.4.1 aufgestellten Gleichungen (62) und (63). Dabei kann hier jedoch die absolute Rauigkeit direkt angegeben werden, aus der die relative Form über den angegebenen inneren Durchmesser vom Programm berechnet wird. Der Widerstandsbeiwert wird nach [33] für Rohrbögen nach Abbildung 18 für glatte Rohre ausgelesen, für stetige Querschnittsverengungen und -erweiterungen werden jeweils die Werte 0,04 und 0,25 gewählt, für das durchlaufen von T-Stücken bei denen der Zulauf bzw. der Ablauf versperrt sind, wird ein Wert von 0,05 genommen, während für den Zufluss in ein T-Stück mit einseitigem Blindflansch Abbildung 19 Anwendung findet.

Für die thermohydraulische Berechnung des gesamten Systems, sind die Höhen der Ein- und Ausgänge der Prozesskomponenten, sowie der Winkel zwischen der Strömungsrichtung und der horizontalen Ebene von Bedeutung, die in den „Point“-Modulen angegeben werden. Diese Attribute werden dabei generell bei allen „Points“ vergeben, bis auf diejenigen die nur Rohrstücke miteinander verbinden. Bei diesen Modulen wird das Attribut für den Winkel nicht angeführt, da die Rohrkomponenten meist selbst verwinkelte Formen aufweisen und dadurch kein Nutzen auftritt. Die Winkel beschränken sich dabei auf die Werte 0 und -90° , während die einzelnen Höhen hier nicht aufgeführt werden.

Die einzigen globalen Randwerte, die dem Modell aufgeprägt werden, bestehen aus den Temperaturen und Drücken der Ein- und Ausgänge der Thermoöl- und Kühlmittleitungen. Zusätzlich mit den Massenströmen dieser zwei Flüssigkeiten ergeben sich daraus alle anderen Eigenschaften des Systems. Während sich der Massenstrom des Thermoöls allein aus der Druckdifferenz des Ein- und Ausgangs ergibt und konstant auf 2,25 kg/s gehalten wird, wirken sich beim gesamten Massenstrom der Kühlflüssigkeit noch die Stellungen der vor den Kühlern und Kondensatoren geschalteten Ventile aus. Während die Randwerte der Kühlflüssigkeit durchgehend konstant sind, sind die Eingangstemperatur und der Ausgangsdruck des

Thermoöls, über die in Kapitel 4.3 besprochenen Automatisierungen veränderlich, um die notwendigen Bedingungen der Experimente herzustellen. Die für die Experimente erforderlichen Eingangstemperaturen des Verdampfers sind in den Ergebnissen enthalten, während in Tabelle 10 die konstanten Größen der Randwerte aufgeführt sind.

Tabelle 10: globale Randwerte des Modells

Randwerte	Leitung des Kühlmittels	Leitung des Thermoöls
Eingangstemperatur in °C	6	veränderlich
Ausgangstemperatur in °C	12	30
Eingangsdruck in bar	3	8
Ausgangsdruck in bar	2,5	veränderlich

Die Codes für den Ablauf der Experimente sind im Anhang zu finden und sind für die standardmäßige Berechnung des Programms für beide Arten von Experimenten sowohl für 66 und 63 bar geschrieben worden. Für Cooling sind beide Kühlmedien betrachtet, während für Condensing die Codes nur für die Kühlmischung geschrieben worden sind. Für die selbstimplementierten Gleichungen sind zwar keine Codes vorhanden, jedoch können diese nach demselben Muster aufgestellt werden. Jedes Experiment startet dabei mit dem Laden eines Speicherstands, auf dem die gewünschten Anfangszustände schon vorhanden sind. Somit müssen diese Zustände nicht extra eingestellt werden. Obwohl die Codes dokumentiert sind, sollen an dieser Stelle dennoch einige Passagen zum besseren Verständnis hervorgehoben und erläutert werden. Diese Abschnitte werden aus den Codes für Cooling und Condensing bei 66 bar mit der Kühlmittelmischung entnommen.

runFromFile "C:\\Users\\pbukovca\\Documents\\Cooling 66 bar Mischung.txt"	Über diese Zeile wird der Code in die Konsole geladen
aloadIC "10.01 66 bar Cooling Start W+G"	Laden des gewünschten Speicherstands
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL" aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT06" "ACT_DEVICE_NAME"	Mit der Funktion amodi und aconnect lassen sich Komponenten modifizieren und miteinander verbinden Diese Passage ist notwendig da der Precooler im Experiment Cooling die Temperatur und im Experiment Condensing die Dampfziffer mit dem Massenstrom regeln muss. Somit müssen die Verbindungen zu den jeweiligen PID-Reglern erstellt werden.
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0.35)	Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels im Konzentrationsmodul. Nummer 17 steht für Ethylenglykol und 18 für Wasser.

for point (module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 0.65)	„point“ ist eine, über einen weiteren Code erstellte Variable, die alle Konzentrationsmodule der Kühlmittleitung beinhaltet
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Cooling_66bar_WG.txt") aexec "lo open PRECOOLER" aexec "lo close PRECOOLER"	Das Erstellen einer Textdatei in der die gewollten Daten übertragen werden, sowie das Signal zum Start und Schluss des Befüllens.
paramd = [0.93,0.85,0.76,0.66,0.55,0.43,0.3,0.18] for[0..length paramd-1](\i-> do amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!i) step 800)	Mit dieser Textpassage werden Zustände (in diesem Fall die Dampfziffer) bei einem Zeitschritt von 800 Sekunden durchfahren

4.5 Betrachtung der voreingestellten Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation

Da die Ergebnisse der Simulation bei voreingestellter Berechnung, die in Kapitel 5.2 vorgestellt werden, nicht mit dem allgemeinen Verhalten der Kondensation von CO₂ aus mehreren Abhandlungen aus Kapitel 3.1 übereinstimmt, sind händische Berechnungen mit Gleichung (35) für einen einzelnen thermohydraulischen Berechnungsknoten (Knoten 51 von 100) der Test-Tube durchgeführt worden, um den Vorgang genauer zu beleuchten. Diese Berechnungen wurden mit Sättigungs- und Mischwerten aus der Software, sowie mit Sättigungswerten aus NIST Refprop durchgeführt.

Um die Sättigungswerte zu erhalten, wurden zwei „Point“-Module erstellt, jeweils einen für reinen Dampf und einen für reine Flüssigkeit. Diese Knoten wurden mit der Prozesskomponente eines Rohrs verbunden, da sonst nach dem Starten der Simulation keine Werte auf dem Berechnungslevel ausgegeben werden. Außerdem wurden beide Knoten aus der Simulation ausgeschlossen, damit die Größen als Randwerte deklariert werden und nicht durch andere Prozesse veränderlich sind. Die Ergebnisse der händischen Berechnung mit diesen Sättigungsparametern aus der Software veränderten sich über den Kondensationsvorgang kaum und beliefen sich auf minimale und maximale Werte zwischen 610 und 640 W/(m²K). Das ist nicht verwunderlich, da die meisten Parameter bei unveränderlichem Druck konstant bleiben. Somit ist die einzig veränderliche Variable die Wandtemperatur, die jedoch keine starken Veränderungen aufweist.

Für die Berechnung mit Mischwerten des Fluids wurden die Parameter der spezifischen Wärmekapazität, der dynamischen Viskosität und der Wärmeleitfähigkeit aus dem zugehörigen TB für verschiedene Dampfziffern geplottet, wie in Abbildung 25 dargestellt und in Gleichung (35) eingesetzt. Die Differenz der Dichte für den reinen Dampf- und

Flüssigkeitszustand wurde bei gesättigten Werten belassen, da durch Einsetzen der Mischwerte ein Ergebnis von Null resultieren würde. Die Resultate aus den Berechnungen ändern sich nur marginal zu jenen mit Sättigungswerten, da die Parameter durch die gegengleiche Steigung bzw. Senkung kaum eine Auswirkung auf das Ergebnis haben.

Mit den Sättigungswerten aus NIST Refprop [30] sind die Ergebnisse nur etwas niedriger, im Vergleich zu den zwei oben angeführten Berechnungen, da die spezifischen Wärmekapazitäten aus der verwendeten Datenbank niedriger sind. Das generelle Verhalten bleibt jedoch erhalten. Hiermit besteht bei allen drei Berechnungsmethoden eine beachtliche Differenz zwischen den Werten aus der Simulation und den händischen Berechnungen.

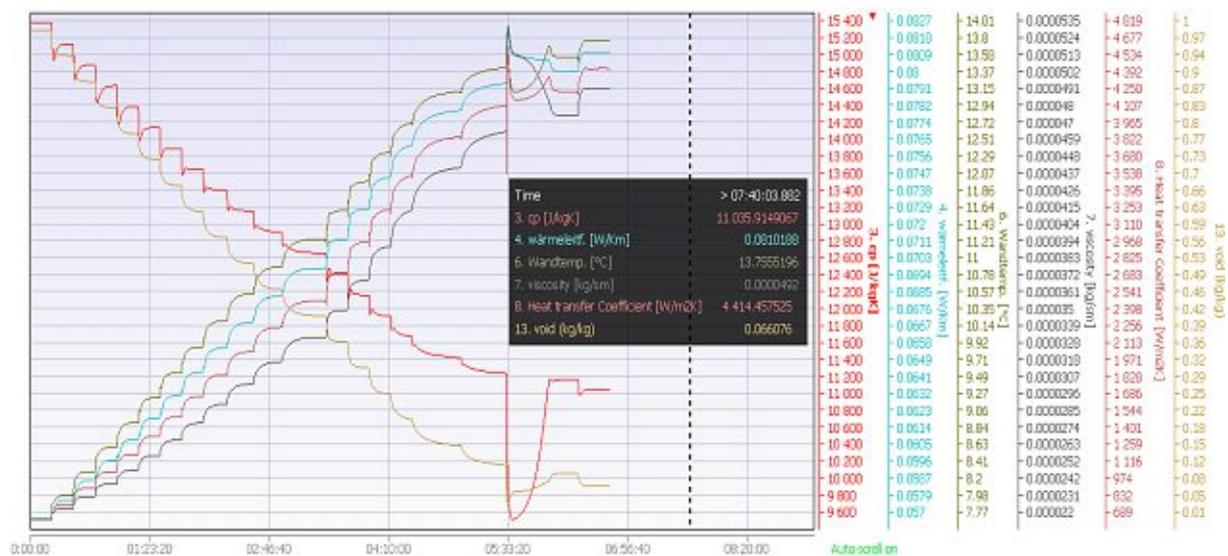


Abbildung 25: Diagramm der Mischparameter des Berechnungsknotens 51 der Test-Tube

Um zu erkennen, wie groß der Wert in der Klammer in Gleichung (35) werden muss, um sich den Simulationsergebnissen anzunähern, wurde dieser als Variable angenommen und mit den aus APROS stammenden Werten für den Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Daraufhin wurde versucht, die Parameter in der Klammer soweit zu manipulieren, um diesen Wert zu erreichen. Dies führte jedoch zu Größenordnungen der Parameter, die den Bereich des physikalisch Möglichen überstiegen.

Sowohl bei der Berechnung mit Sättigungs-, als auch Mischwerten, sind die erzielten Ergebnisse für den Eintritt in die Kondensationsphase nicht weit von den Simulationsergebnissen entfernt. Falls dies kein reiner Zufall ist, wird aufgrund dieser Tatsache die Hypothese aufgestellt, dass Gleichung (35) in der APROS Dokumentation nicht vollständig angegeben ist und entweder ein additiver bzw. multiplikativer Faktor zu der Beziehung dazugerechnet wird. Durch die Anwendung desselben Prinzips bei Berechnung der Verdampfung und die stetige Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten (visualisiert in

Abbildung 25, unter dem Namen „heat transfer coefficient“), wird diese Vermutung zusätzlich bestärkt.

Als weitere Hypothese wird aufgestellt, dass der Term sowohl im Zusammenhang mit der Dampfziffer als auch mit der Reynolds- und Prandtlzahl steht. Daher wird ein multiplikativer Faktor ausgeschlossen, da dieser bei Zuverlässigkeit der ersten Annahme am Beginn des Kondensierens den Wert Eins annehmen müsste und unklar ist, wie sich der Zusammenhang mit den oben genannten Faktoren ergeben sollte.

Somit wird hier die Annahme des Anwendens eines additiven Faktors als wahrscheinlicher bewertet. Dieser additive Term ist aller Wahrscheinlichkeit nach Gleichung (38), gewichtet mit dem Wassergehalt, da auch bei der Verdampfung auf die Dittus-Boelter Gleichung zurückgegriffen wird und dieser den turbulenten Teil der Gleichung darstellen würde. Die Komponente der Gleichung (35) wird zusätzlich noch mit der Dampfziffer gewichtet.

Eine weitere Möglichkeit wäre, dass eine komplett andere Beziehung angewendet wird und diese in dem bisherigen Stand der Dokumentation nicht angeführt wurde. Daher wurde eine Literaturrecherche durchgeführt, mit dem Ziel eine Gleichung zu finden, die das Ergebnis der Simulation widerspiegelt. Da keine dieser Gleichungen den notwendigen Anforderungen genügt, werden sie nicht weiter aufgeführt.

Nach Rücksprache mit dem Support der Software, hat sich die erste Vermutung tatsächlich nahezu bestätigt, denn die verwendete Beziehung genügt folgender Gleichung:

$$\alpha_{\text{Kon},A} = (1 - \beta)\alpha_{\text{DB}} + \alpha_{\text{Kon},\text{lam}}\beta \quad (73)$$

Die Gleichung bezieht sich auf eine Zone, die als „wet wall“ beschrieben ist. Dabei ist der Faktor β , dargestellt in Gleichung (74), zwar nicht die reine Dampfziffer, dafür aber ein Glättungskoeffizient, in den die Dampfziffer eingeht und der zur Gewichtung der beiden Terme in Gleichung (73) verwendet wird.

Der Parameter „a“ aus Gleichung (74) ist eine Konstante, die im Berechnungsprogramm in der Variable HTALBO(1) hinterlegt ist. Diese Konstante kann verändert werden, um den Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Dampfzahl anzupassen. Zu beachten ist, dass die Konstante als global deklariert ist und sie somit für die gesamte Simulation gilt, und dass sie nach jeder Vorbereitung wieder zurück zu ihrem Standardwert von 0,01 wechselt. Da nicht ersichtlich ist, wo und in welcher Form die Konstante in der übrigen Simulation eingeht, ist bei der Modifizierung Vorsicht geboten. In diesem Modell wurden bei Manipulation der Konstante jedoch nur Veränderungen im Ablauf der Kondensation erkannt. Auch ist anzumerken, dass die Dampfziffer x , die in Gleichung (74) verwendet wird und unter der

APROS-Variable HTALFA(N) einsehbar ist, nicht unbedingt dieselbe sein muss, wie die des bezogenen Berechnungsknoten und somit kleine Differenzen bestehen können.

$$\beta = \frac{x - a}{1 - a} \quad (74)$$

Nun gab es drei Ansätze, um das Verhalten der voreingestellten Berechnung durch Manipulation des Glättungskoeffizienten, an die in der Literatur beschriebenen realen Zustände anzupassen:

- Der erste Ansatz war ein Vorschlag vom Support, der darauf beruht, die Konstante mit einem sehr großen negativen Wert zu belegen. Daher wird bei der Berechnung nur mehr $\alpha_{\text{Kon},\text{lam},\text{A}}$ berücksichtigt. Dieser Ansatz ist nicht sinnvoll, da der Wärmeübergangskoeffizient, ungeachtet der Effizienzen, mit sinkender Dampfziffer steigen würde.
- Der zweite Ansatz beruht auf dem genauen Gegenteil. Dabei wird die Konstante mit einem Wert belegt, der gegen eins geht, aber nicht genau eins sein darf, da sonst durch den Wert Null dividiert wird und die Berechnung des Programms divergiert. Somit wird nach einer kurzen Übergangsphase am Anfang der Kondensation nur noch die Komponente α_{DB} berücksichtigt. Das Positive an dieser Methode ist das absteigende Verhalten des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Dampfziffer, das mit der Effizienz des Wärmetauschers nach oben oder unten korrigiert werden kann. Jedoch ist diese Methode zu grob und simpel, um das reale Verhalten der Kondensation abzubilden.
- Als letzte Möglichkeit wurde in Betracht gezogen, eine eigene Funktion für die Konstante zu erstellen, entweder über eine Automatisierung oder über einen SCL-Code. Das Problem hierbei ist, dass die Konstante gerade am Anfang der Kondensation immer sehr nahe an der Dampfziffer sein muss, um Resultate zu erzielen. Zusätzlich kann sich der Glättungskoeffizient nur zwischen den Werten Null und Eins bewegen. Somit ist der Effekt begrenzt und es entsteht dadurch die Notwendigkeit mit der Effizienz der Prozesskomponente des Wärmetauschers zu arbeiten. Dadurch würde sich die praktische Umsetzung extrem komplex gestalten.

Da keiner der Ansätze erfolgsversprechend ist, wurde entschieden, die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kondensieren innerhalb der Software zu deaktivieren und eine Möglichkeit zu finden eine eigene Gleichung zu implementieren.

4.6 Methoden zur Implementierung eigener Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Es existieren generell drei Ansätze, um eine eigene Gleichung einzubauen: Das Bilden einer Automatisierung rein mit Standardkomponenten, das Erstellen einer SCL-Code basierten Benutzerkomponente und das „External Automation“ Modul. Die drei Methoden wurde allesamt erprobt, um sich der Funktionalität bewusst zu werden und Vor- und Nachteile abwägen zu können. Das Ziel ist es, mithilfe dieser Methoden den Wärmeübergangskoeffizienten der Kondensation im Wärmeübergangsmodule mittels der Korrelationen aus Kapitel 3.2.1 auf Ebene des Berechnungslevels zu manipulieren. Dabei wird die vorimplementierte Gleichung zur Kondensation vernachlässigt.

Im ersten Fall wird die Gleichung mit einer Automatisierung dargestellt, die nur mithilfe von Komponenten zusammengesetzt ist, die in APROS von vornherein zur Verfügung stehen. Insgesamt besteht das Gebilde aus Mess- und Berechnungskomponenten, einem Element zum Einsetzen konstanter Werte, sowie die „Value Transmitter“ genannte Übertragungskomponente. Mit Hilfe dieser Komponenten werden die notwendigen Parameter aus dem Prozess entnommen, verwertet und wieder in die gewünschte Komponente eingespeist.

Der „Value Transmitter“ muss verwendet werden, um die berechnete Größe in das Wärmeübergangsmodule einzuspeisen, da die Komponente in der Lage ist, analoge Signale zu verwerten und mit diesem analogen Wert das gewünschte Attribut zu überschreiben. Das Modul kann auch zum Messen von Parametern genutzt werden, die dann wiederum als analoge Werte zu Verfügung stehen.

Die Komponente besitzt ein Attribut, welches es erlaubt, die Simulationsphase festzulegen, an der die Signale verwertet werden. Falls von APROS berechnete Werte aus dem Modell mit dem „Value Transmitter“ entnommen werden, sollte dies generell am Anfang des Simulationszeitschrittes geschehen, da damit die besten Resultate erzielt werden. Dies wurde empirisch festgestellt, indem die Dittus-Boelter-Korrelation nach Gleichung (38) unter Verwendung einer Automatisierung abgebildet wurde und die berechneten Werte mit jenen der standardmäßig vorhandenen Berechnung in APROS verglichen wurden.

In Abbildung 26 wird diese Methode visualisiert, deren Aufbau aus zwei Teilen besteht. Der erste Teil besteht aus der eigentlichen Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, während das zweite Segment das Attribut „HT_COEFF_GIV“ in Abhängigkeit der Dampfziffer im WM manipuliert. Dieses Attribut ist ein boolescher Wert und bestimmt, ob das Programm den Wert des Wärmeübergangskoeffizienten berechnet oder nicht, um so den ermittelten Wert

aus der eigenen Automation zu übernehmen. Zusätzlich wird so sichergestellt, dass die Werte aus der Automation nur im Zweiphasengebiet gelten.

Der zweite Teil der Automation wird grundsätzlich in allen drei Ansätzen für den Precooler benötigt, da es in diesem thermohydraulische Berechnungsknoten gibt, in welchen sich das Medium rein in der Dampfphase befindet und hier die standartmäßig vorhandene Berechnung von APROS ausgeführt werden soll. Für den Einsatz bei der Test-Tube besteht keine Notwendigkeit, da sich das Medium aufgrund des Ablaufs der Experimente durchgehend im Zweiphasengebiet befindet.

Es wird in der Dokumentation von APROS noch darauf hingewiesen, dass bei Automatisierungen, die Komponentenketten bilden, die Reihenfolge der Berechnung von Bedeutung ist, welche in der Vorbereitungsphase des Experiments festgelegt wird. Die optimale Reihenfolge kann bei in der Automatisierung vorkommenden Schleifen somit möglicherweise nicht eingehalten werden. Dieser Umstand kann sich in den Berechnungsergebnissen widerspiegeln. Aufgrund der Berechnungszeit sollte das Minimum an notwendigen Komponenten verwendet werden. Falls Messkomponenten in Verwendung sind, sollten diese fein genug über die Zeitkonstante für den internen Filter eingestellt werden, der in Kapitel 4.1.2 erläutert wird.

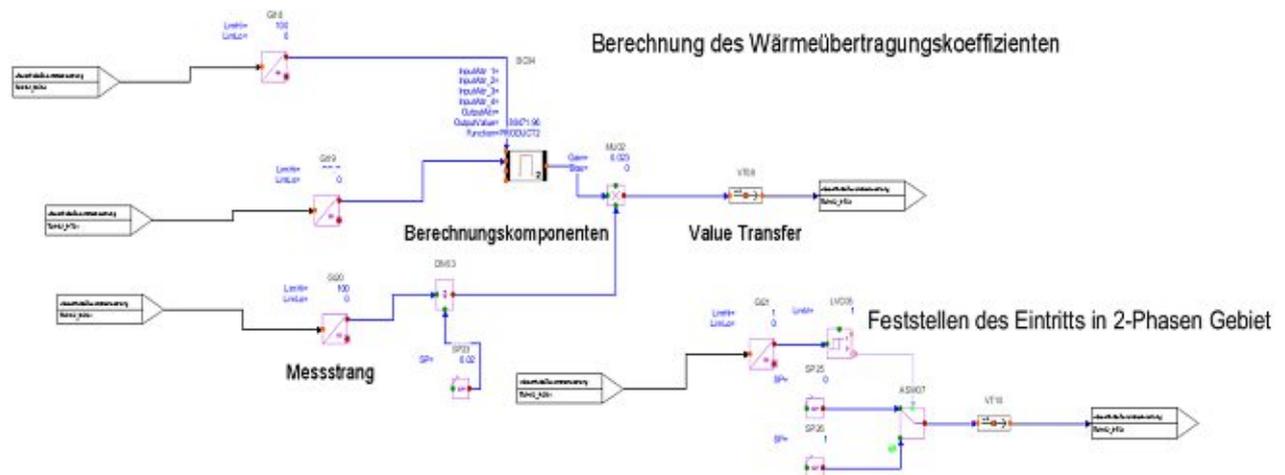


Abbildung 26: Beispielhaft Automatisierung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Gleichung (38)

Im zweiten Fall wird eine selbst entworfene Benutzerkomponente verwendet, die in der Modellbibliothek angelegt wird. Die parameterspezifischen Ein- und Ausgänge werden dafür unter einem bestimmten Namen in der Konfiguration angelegt, während die Berechnungsgrundlage durch einen SCL-Code gegeben ist, in der die Gleichungen sowie die verwendeten Variablen definiert sind. Diese Variablen können einerseits direkt im Code als Konstanten angegeben und andererseits über die Eingänge der Komponente, mit den

benötigten gemessenen Werten, in Form eines analogen Signals bestückt werden. Die Ein- und Ausgänge müssen dafür noch im verwendeten Symbol verankert werden. Das Einspeisen der Parameter in die Komponente verläuft dabei wie im ersten Fall.

Die Benutzerkomponente bedient sich am Ausgang derselben Schnittstelle wie jener des Value Transmitters, wie in Abbildung 27 verdeutlicht wird. Dadurch kann die Komponente direkt mit dem WM verbunden werden, was bedeutet, dass die Übertragungskomponente in diesem Fall obsolet wird und die Variable des Wärmeübergangskoeffizienten direkt über den SCL-Code manipuliert werden kann. Der Code wird dabei in jedem Zeitschritt, nach dem normalen Simulationsschritt ausgeführt.

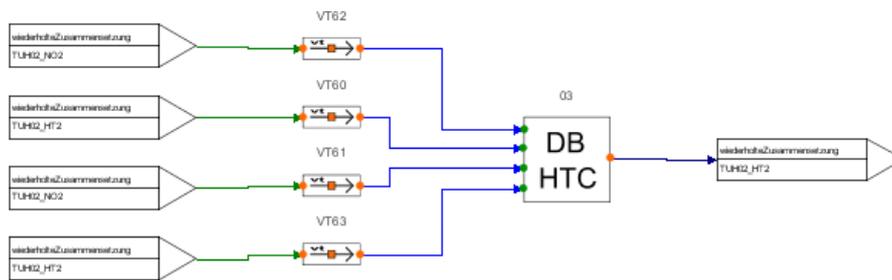


Abbildung 27: Beispielhafte SCL-Code basierte Benutzerkomponente für die Dittus-Boelter Beziehung nach Gleichung (38)

Im dritten Fall wird ein Modul verwendet, welches „External Automation“ heißt. Dieses Modul greift auf einen externen Code zu, um die Gleichung abzubilden, der in passender Programmierumgebung (z.B. Visual Studios), entweder in C oder Fortran geschrieben ist. Dieser Code wird in Form einer dll-Datei über eine geteilte Bibliothek von der Komponente aufgerufen und ausgeführt. Dafür muss die Datei in den APROS Ordner unter das Verzeichnis „workspace“ gelegt werden und es müssen die notwendigen Verknüpfungen in den Einstellungen der Komponente über den Namen der Bibliothek und der Funktion erstellt werden. Die dll-Datei kann mehrere Funktionen beinhalten, das Modul kann jedoch immer nur eine dieser Funktionen aufrufen. Das Entnehmen der notwendigen Parameter, sowie das Übertragen des Ergebnisses verläuft wie in Fall 1.

Sowohl im ersten als auch im dritten Fall muss die „Value Transmitter“ Komponente verwendet werden, um das Ergebnis der Automatisierung zu übertragen. Diese sind durchgehend mit dem Berechnungsknoten verbunden und versuchen somit auch konstant, ihren Wert auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu übertragen. Wenn „HT_COEFF_GIV“ einen Wert von Null hat, bedeutet das, dass sowohl APROS als auch das Modul versuchen, das Attribut zu überschreiben. Da dies nicht durch eine zusätzliche Bedingung unterbunden werden kann, muss eine Simulationsphase der „Value Transfer“ Komponente gewählt werden, bei der APROS das Ergebnis seiner standardmäßigen Berechnung zu einem späteren Zeitpunkt überträgt und dieses somit übernommen wird. Dafür kommen die Phasen zu Beginn des Simulationszeitschritts und nachdem die Berechnung der Automation beendet wurde in Frage.

Mit dieser Vorkehrung funktionieren beide Ansätze, es ist jedoch nicht ausgeschlossen, dass dies zukünftig zu Problemen führt.

Die selbst erstellte Benutzerkomponente ist zwar auch durchgehend mit dem Berechnungsknoten verbunden, hat aber den Vorteil, dass im Code eine Bedingung in Abhängigkeit von „HT_COEFF_GIV“ geschrieben werden kann, mit der kontrolliert wird, wann das Ergebnis übertragen werden soll. Ein weiterer Vorteil ist, dass kein „Value Transmitter“ notwendig ist. Dadurch werden weniger Komponenten benötigt und das Ergebnis der Berechnung steht um jeweils einen Zeitschritt schneller zur Verfügung. Zusätzlich ist der Code übersichtlich und kann bei Wunsch schnell angepasst werden. Das ist zwar auch für den Code bei Methode 3 der Fall, jedoch wird dafür eine zusätzliche Software benötigt. Methode 2 wurde zur Implementierung des Wärmeübergangskoeffizienten während der Kondensation ausgewählt.

Es sind jeweils zwei Arten von Benutzerkomponenten erstellt worden, die sich im angewendeten Code, sowie den Eingängen unterscheiden: eine für den Precooler und eine für die Test-Tube. Während für die Test-Tube alle Gleichungen bis auf die vorimplementierte, für die Kondensation innerhalb von Rohren aus Kapitel 3.2.1 in den SCL-Code übertragen wurden, ist für den Precooler nur Gleichung (32) für die Kondensation außerhalb von horizontalen Rohren verwendet worden.

Die Parameter dieser Beziehungen für die flüssige und dampfförmige Phase können sowohl mit konstanten Sättigungswerten (jeweils für 66 und 63 bar) als auch für die in den Berechnungskomponenten vorhandenen und fortlaufenden vom Programm berechneten Mischwerte beider Phasen abgebildet werden. Dafür ist eine hohe Anzahl von Eingängen und ein sehr umfangreicher Code notwendig. Alle von Druck und Temperatur abhängigen Parameter sind, falls nicht anders erwähnt, aus dem Programm entnommen. Die Sättigungswerte sind, wie im vorherigen Kapitel schon erwähnt, aus „Point“-Modulen entnommen. Da nahezu alle möglichen Parameter im Code definiert und dokumentiert sind, sowie über die Eingänge eingespeist werden, sollte es problemlos möglich sein, die vorhandenen Gleichungen zu manipulieren, als auch neue Beziehungen einzuführen, ohne am Aufbau der Benutzerkomponente Änderungen vornehmen zu müssen. Der gesamte Code ist im Anhang vermerkt und beschrieben. Da die Experimente für 66 und 63 bar durchgeführt werden, müssen Gleichungen, in denen konstante Sättigungswerte angewendet werden, generell für beide Fälle geschrieben sein. Die Annahmen sowie die Vorgehensweise wie die einzelnen Gleichungen eingefügt wurden, werden an dieser Stelle kurz präsentiert:

- Für die Gleichung (1) von Akers et al. wird für den hydraulischen Durchmesser der innere Durchmesser der Test-Tube angewendet. Bei Berechnung mit Mischwerten, werden sowohl die Wärmeleitfähigkeit, sowie die Reynolds- und Prandtlzahl direkt aus

dem Modell eingespeist. Bei Anwenden der Sättigungswerte wird sich strikt an die angegebene Gleichung gehalten. Für die Dichten werden fortwährend bei beiden Methoden Sättigungswerte angewendet.

- Für die Gleichung von Thome wird nur der konvektive Teil $\alpha_{Th,ko}$ der Beziehung (3) übernommen, da die Grenzbedingungen der anderen beiden Strömungsformen, die in Gleichung (9) und (10) festgehalten sind, wenn überhaupt dann nur marginale Überschneidungen mit den niedrigsten Massenstromdichten von 268 kg/(m²s) ergeben. Die restlichen Randwerte der Massenstromdichten sind in der Erläuterung der nachfolgenden Gleichung aufgeführt. Die Diagramme mit den Ergebnissen von Gleichung (9) und (10), die beide mit Sättigungsparametern berechnet wurden, werden weiter unten angeführt. Die für die Berechnung notwendigen Oberflächenspannungen des gesamten Gleichungssystems sind aus NIST Refprop [30], für Sättigungsdrücke von 66 und 63 bar entnommen und betragen 4,41e-4 und 6,81e-4 N/m.

Bei strikter Berechnung von Gleichung (13) werden die mit Flüssigkeit und Dampf indizierten Parameter allesamt mit Sättigungswerten berechnet. Die Reynoldszahl berechnet sich nach Gleichung (14) und der Korrekturfaktor der Oberflächenrauigkeit f_0 nach Gleichung (16) mitsamt dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeiten. Bei Berechnung mit Mischwerten werden die angesprochenen Parameter wiederum direkt aus den Berechnungsknoten entnommen. Dabei wird auch auf die Berechnung von f_0 verzichtet, da im Berechnungsprogramm kein Unterschied zwischen den beiden Phasen gemacht wird und somit auch die Strömungsgeschwindigkeiten beider Phasen gleich sind.

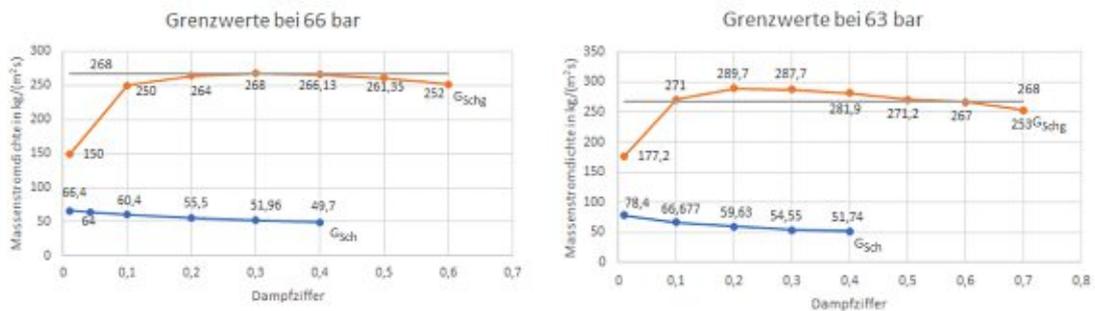


Abbildung 28: Grenzbedingungen der Gleichung nach Thome et al. für 66 und 63 bar

- Beim Gleichungssystem von Shah werden alle von Temperatur und Druck abhängigen Parameter über Sättigungswerte definiert. Im Gegensatz zum Gleichungssystem (3) von Thome et al. wird hier auch die Mischzone im Code abgebildet, da sich mit den niedrigsten Massenstromdichten durchgehend in dem Gebiet aufgehalten wird. Mit den restlichen Massenstromdichten wird die Randbedingung nur bei niedrigsten Dampfziffern geschnitten und somit vernachlässigt. Deshalb werden für beide Sättigungsdrücke mit den niedrigsten Massenstromdichten die Gleichungen der

Mischzone ausgeführt, während für die restlichen Randwerte nur die turbulente Zone gilt. Die Grenzwerte sind in den Abbildungen 29 und 30 visualisiert.

Grenzwerte bei 63 bar

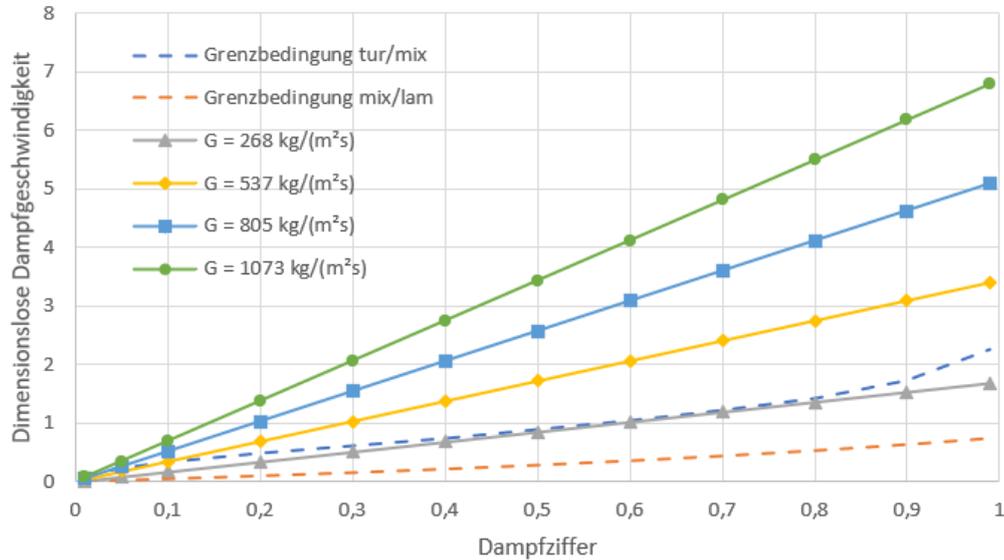


Abbildung 29: Grenzbedingungen des Gleichungssystems von Shah für einen Sättigungsdruck von 63 bar

Grenzwerte bei 66 bar

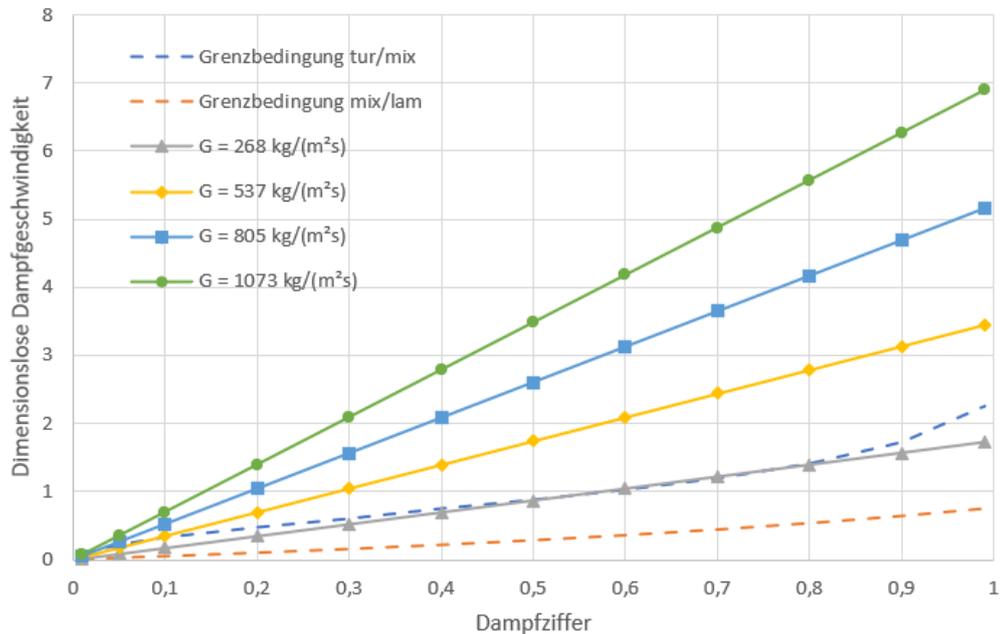


Abbildung 30: Grenzbedingungen des Gleichungssystems von Shah für einen Sättigungsdruck von 66 bar

- Gleichung (32) für die Kondensation an der Außenseite horizontaler Rohre wird nur auf eine Art definiert. Die von der Phase abhängigen Parameter, wie z.B. die Wärmeleitfähigkeit, werden mit konstanten Sättigungswerten definiert, während für die Reynoldszahl Mischwerte des Systems angewendet werden, da nicht ersichtlich war

bzw. keine plausible Möglichkeit gefunden wurde, wie der Filmmassenstrom pro Längeneinheit implementiert werden kann.

Die für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten notwendigen Parameter werden aus dem Berechnungslevel der Prozesskomponente entnommen und das errechnete Ergebnis wird dorthin zurück eingespeist. Dabei sind sowohl die TB als auch die WM involviert. Für jede Kombination aus diesen Berechnungskomponenten wird eine Benutzerkomponente zur Manipulation benötigt, was bedeutet, dass die Anzahl der Benutzerkomponenten an die Diskretisierung angepasst werden muss. Durch eine hohe Diskretisierung wie sie z.B. bei der Prozesskomponente der Test-Tube gegeben ist, wird somit eine hohe Anzahl an den benutzerdefinierten Komponenten notwendig. Zusätzlich müssen alle in der Kalkulation beteiligten Berechnungskomponenten auf eine Arbeitsfläche gezogen werden, da sonst die notwendigen Verbindungen nicht gelegt werden können. Dadurch entsteht ein spürbarer Mehraufwand für die Berechnung. Diese Umstände werden in Abbildung 31 und 32 veranschaulicht.



Abbildung 31: Die benötigte Anzahl an Benutzer- und Übertragungskomponenten zur Manipulation der Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube

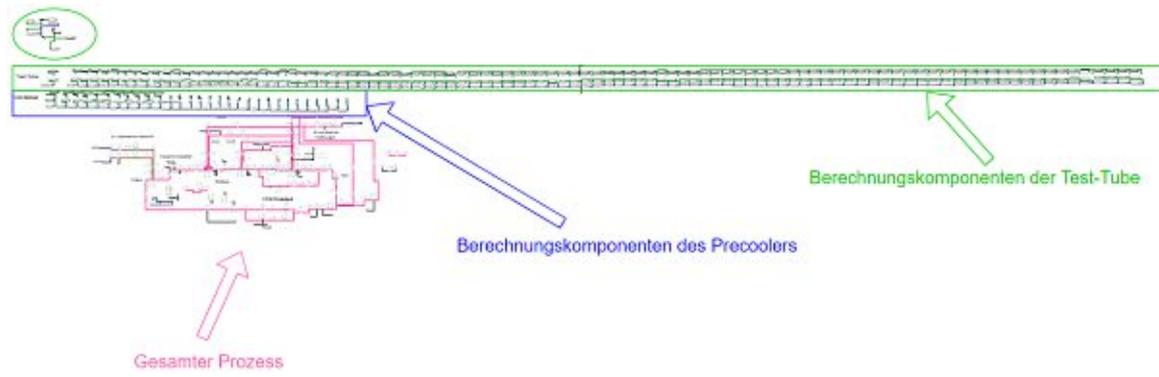


Abbildung 32: Vergleich der Anzahl der notwendigen Berechnungskomponenten zur Manipulation des Wärmeübergangskoeffizienten des Precoolers und der Test-Tube mit dem gesamten Prozess

5. Ergebnisse

Hier finden sich Ausschnitte aus den Ergebnissen der Experimente, als auch diverse Erkenntnisse, welche während dem Durchlauf der Simulationen erkannt werden konnten. Die restlichen, hier nicht besprochenen Parameter aus dem Simulationsmodell finden sich tabelliert im Anhang. Die Randwerte, als auch die Resultate werden an dieser Stelle in Form von Tabellen und Diagrammen präsentiert.

5.1 Cooling

Im Falle des Coolings wird nur die voreingestellte Berechnung des Programms verwendet. Als Kühlmittel wird sowohl reines Wasser als auch die Mischung mit 35 % Ethylenglykol und 65 % Wasser verwendet und das CO₂ wird sowohl mit Section „RP“ als auch „EP“ modelliert. Die Experimente mit „RP“ werden jedoch nur mit reinem Wasser als Kühlmittel durchgeführt. In den Experimenten werden zwei Temperaturniveaus, bei vier Massenströmen von 0,1 bis 0,4 kg/s, bei 66 und 63 bar abgekühlt. Die Eintrittstemperatur des Kühlmittels ist dabei immer 6 °C.

Unabhängig davon, ob nun mit 66 oder 63 bar experimentiert wird, soll in dieser Arbeit der zeitlich schnellste Durchlauf dieser Experimente festgestellt werden. Dabei gibt es genau genommen nur zwei Möglichkeiten:

1. Im ersten Schritt werden die höheren Temperaturen der Durchläufe verwendet und der Massenstrom von 0,1 bis 0,4 kg/s in 0,1 kg/s Schritten erhöht. Beim zweiten Schritt werden dann die niedrigeren Temperaturen bei Manipulation des Massenstroms verwendet.
2. Die Massenströme werden jeweils für beide Schritte des Temperaturniveaus konstant gehalten und erst dann wird über die Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe der Massenstrom erhöht.

Aufgrund der Trägheit des PID-Reglers der Pumpe, die in Kapitel 5.3 beschrieben wird, ist jedoch deutlich ersichtlich, dass die zweite Methode einen zeitlich rascheren Durchlauf ermöglicht, da der Massenstrom insgesamt schrittweise nur vier Mal manipuliert werden muss.

Die nachfolgenden zwei Tabellen dienen dem Vergleich der aus der Test-Tube austretenden Temperaturen des CO₂, den über die Test-Tube gemittelten CO₂-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten und dem insgesamt erreichten Wärmestrom über die Massenströme des CO₂, bei den zwei verschiedenen Druckniveaus mit der Section EP. Dabei werden bei Verwenden der Kühlmischung bei 0,3 und 0,4 kg/s keine einheitlichen Eintrittstemperaturen erreicht. Dieser Umstand ergibt sich aus dem Aufbau der Experimente. Im ersten Schritt des Abkühlvorgangs wird dem Precooler kein Massenstrom des Kühlmittels zugeführt und im nächsten Schritt wird das CO₂ auf genau 80 °C abgekühlt, bei einem maximal

erlaubten Massenstrom des Kühlmittels von 1,7 kg/s. Da der Precooler in diesen Fällen nicht die notwendige Leistung aufgebracht hat, um diesen Grenzwert einzuhalten, musste die Eintrittstemperatur des CO₂ abgesenkt werden. Da sich die Unterschiede jedoch nur auf ein Grad Kelvin belaufen, ist Vergleichbarkeit gegeben. Auch ist bei Kühlen mit reinem Wasser, im Falle des höchsten Massenstroms aus demselben Grund eine maximale Temperatur von 168 °C erreichbar. Die hier angesprochenen Umstände sind auch in den Vergleichstabellen 13 und 14 des Precoolers verdeutlicht.

Tabelle 11: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube bei Cooling mit Kühlmischung und Section EP

		66 bar	63 bar	66 bar	63 bar	66 bar	63 bar
Massenstrom	T _{ein}	T _{aus}		α- CO ₂ seitig		gesamter Wärmestrom	
kg/s	°C	°C		W/(m ² K)		kW	
0,1	120	88,15	87,79	657,26	641,99	3,95	3,86
	60	47,21	46,98	740,96	717,83	2,13	2,07
0,2	180	136,67	136,58	1128,16	1124,30	9,74	9,71
	80	64,20	64,01	1181,69	1159,79	4,38	4,31
0,3	174/175	137,37	138,01	1560,65	1553,68	12,37	12,39
	80	66,14	65,96	1628,75	1598,96	5,71	5,62
0,4	162/163	131,57	132,22	1959,35	1948,55	13,76	13,79
	80	67,47	67,30	2045,29	2008,43	6,81	6,71

Tabelle 12: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube bei Cooling mit reinem Wasser und Section EP

		66 bar	63 bar	66 bar	63 bar	66 bar	63 bar
Massenstrom	T _{ein}	T _{aus}		α- CO ₂ seitig		gesamter Wärmestrom	
kg/s	°C	°C		W/(m ² K)		kW	
0,1	120	87,00	86,84	648,43	642,11	4,02	3,99
	60	46,72	46,52	739,70	719,00	2,21	2,15
0,2	180	134,48	134,34	1129,92	1123,60	10,27	10,22
	80	63,34	63,16	1183,47	1161,43	4,64	4,56
0,3	180	139,29	139,15	1565,87	1555,73	13,74	13,67
	80	65,12	64,95	1630,86	1601,30	6,15	6,05
0,4	168	133,60	133,46	1963,02	1950,79	15,53	15,45
	80	66,36	66,20	2047,55	2011,42	7,43	7,32

Im folgenden Diagramm werden die Unterschiede der Temperaturen des aus der Test-Tube austretenden CO₂ für die zwei unterschiedlichen Drücke, jeweils für die zwei Abkühlstritte getrennt, visualisiert. Gekühlt wird in diesem Fall mit der Kühlmittelmischung. Es ist aus Abbildung 33 als auch aus Tabelle 11 und 12 ersichtlich, dass der geringe Druckunterschied von 3 bar kaum eine Auswirkung auf die Leistung der Test-Tube im Falle des Coolings hat, und somit die erreichten Temperaturdifferenzen gering ausfallen. Die erreichte Leistung ist im Fall des höheren Drucks um eine Nuance höher.

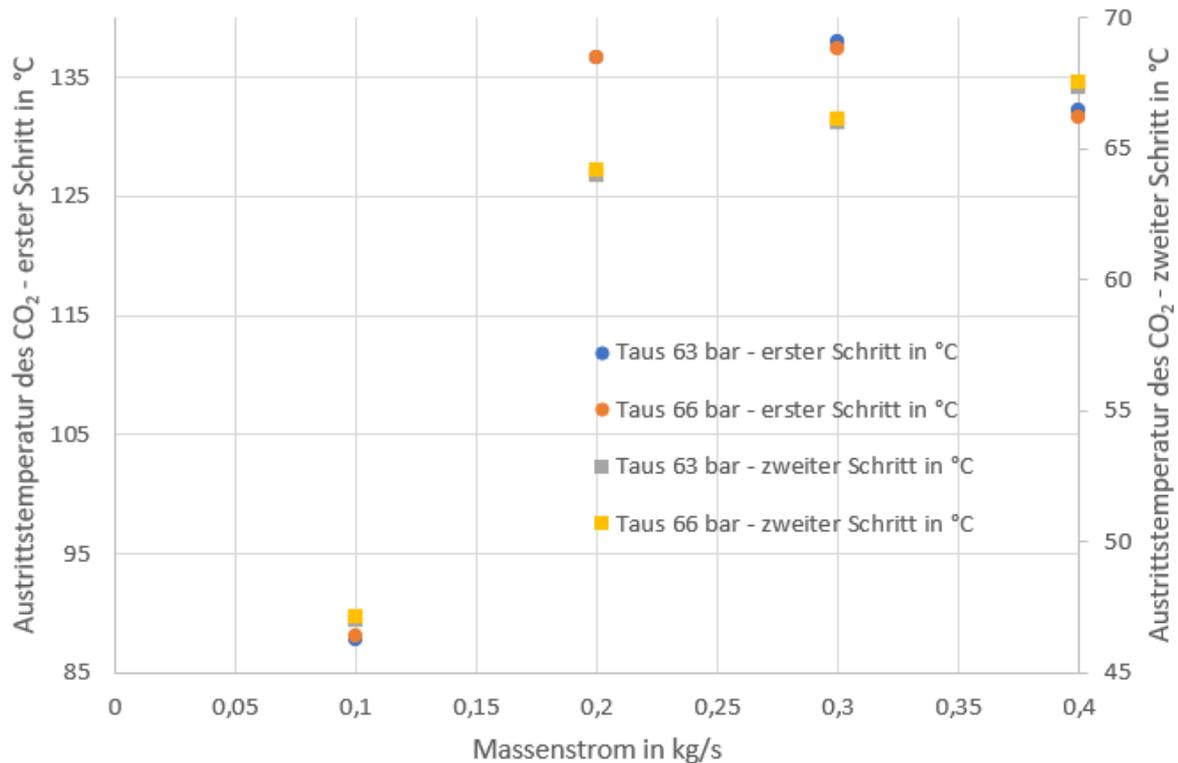


Abbildung 33: Unterschiede der Austrittstemperaturen des CO₂ aus der Test-Tube für beide Druckniveaus mit Kühlmischung

In Abbildungen 34 und 35 wird der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Massenstroms und der Eintrittstemperatur des CO₂ jeweils für 66 und 63 bar Druck dargestellt. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt dabei sowohl mit abnehmendem Temperaturniveau als auch mit dem Massenstrom an. Der Anstieg bei Erhöhung des Massenstroms wirkt sich dabei stärker aus.

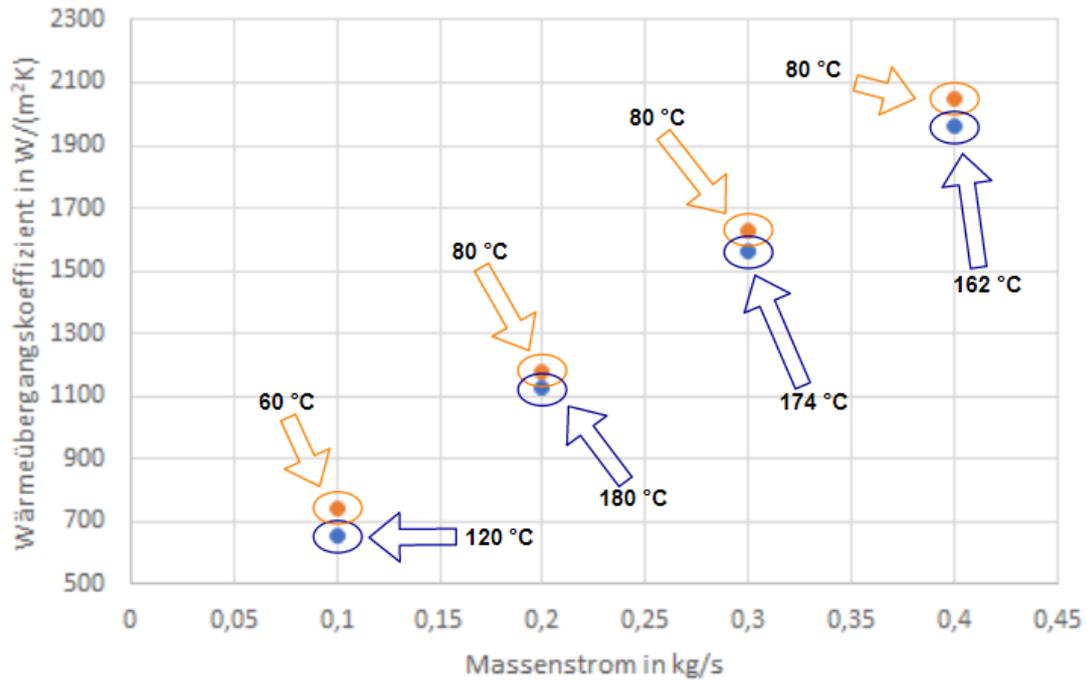


Abbildung 34: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube vom Massenstrom und der Eintrittstemperatur des CO_2 , bei 66 bar Druck mit der Kühlmischung

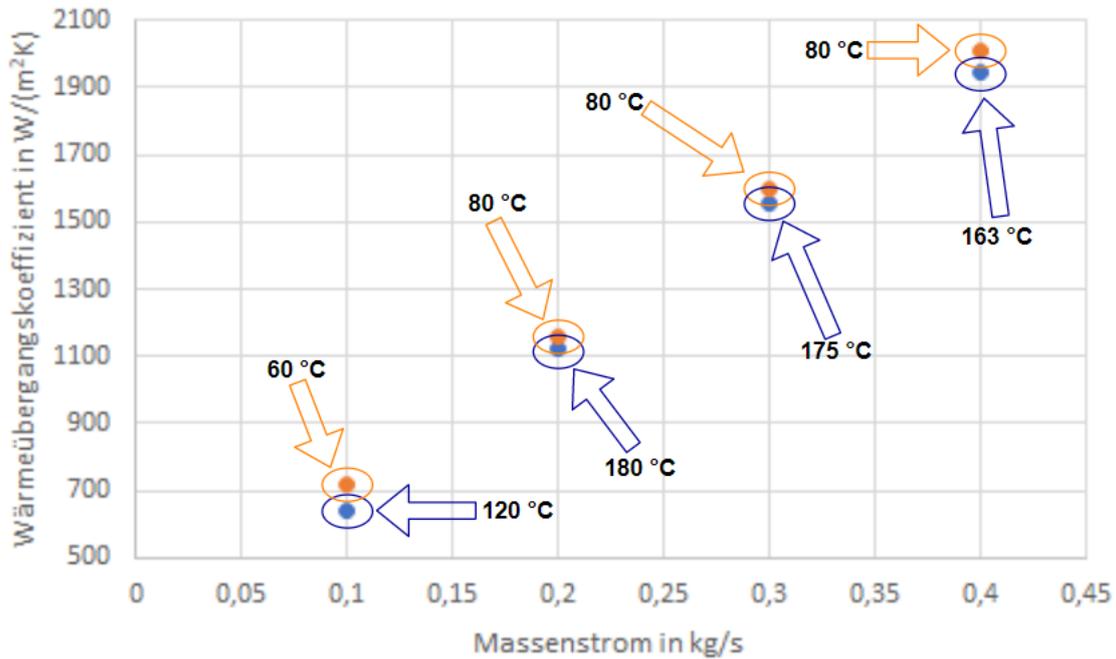


Abbildung 35: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube vom Massenstrom und der Eintrittstemperatur des CO_2 bei 63 bar Druck mit der Kühlmischung

In Abbildung 36 wird der Einfluss von Ethylenglykol in der Kühlmischung analysiert, indem ein Vergleich der Experimente bei 66 bar mit der Mischung und reinem Wasser durchgeführt wird. Dabei werden jeweils die gesamten Wärmeströme Q der zugehörigen Abkühl Schritte (bei jedem Massenstrom wird jeweils von zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus abgekühlt) miteinander verglichen. Zum leichteren Verständnis sind die miteinander verglichenen Werte

eingekreist. Es ist gerade bei höheren Massenströmen deutlich zu erkennen, dass die Kühlwirkung durch das beigemengte Ethylenglykol abnimmt.

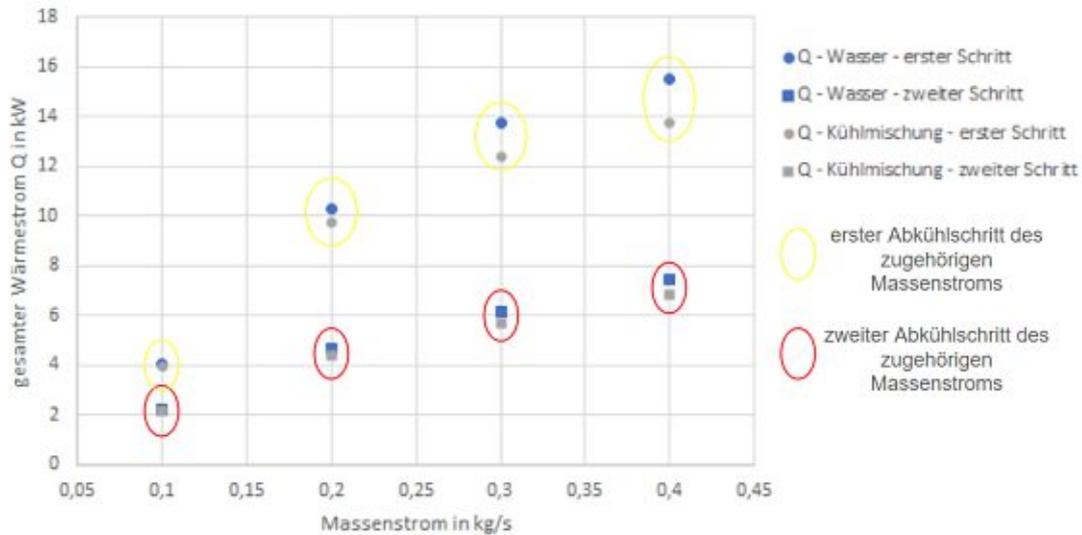


Abbildung 36: Vergleich des insgesamten Wärmestroms beim Kühlen in der Test-Tube mit reinem Wasser und der Kühlmischung bei 66 bar

In Tabelle 13 und 14 werden die benötigten Massenströme des Kühlmittels und der Wärmestrom des Precoolers für beide Druckniveaus in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms, als auch der Ein- und Austrittstemperaturen angeführt. Das CO₂ ist dabei in beiden Tabellen mit Section EP modelliert. Es werden nur die Werte des zweiten Abkühlstrettes pro Massenstrom angeführt, da bei der ersten Abkühlstufe, wie schon erwähnt, kein Kühlmittel durch den Wärmetauscher geleitet wird und somit keine verwertbaren Ergebnisse entstehen. Die Differenzen bei Werten, die gleich sein sollten, wie z.B. die Wärmeströme bei 0,1 kg/s und gleichen Druckniveaus, entstehen dadurch, dass nicht alle Simulationsläufe exakt gleich ablaufen und die Größen über eine Zeitspanne des stationären Zustands gemittelt werden. Die Unterschiede der Parameter für die beiden Sättigungsdrücke fallen höher aus als bei den Werten der Test-Tube. Dabei steigt der notwendige Massenstrom des Kühlmittels, um das CO₂ auf die gewünschten Temperaturen abzukühlen bei höheren Drücken an.

Tabelle 13: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit Kühlmischung und Section EP

Massenstrom des CO ₂ kg/s	CO ₂		66 bar	63 bar	66 bar	63 bar
	T _{ein} °C	T _{aus} °C	Massenstrom des Kühlmittels kg/s		gesamter Wärmestrom kW	
0,1	140	60	0,328	0,306	10,093	9,897
0,2	180	80	0,727	0,693	23,537	23,244
0,3	174/175	80	1,621	1,632	33,295	33,200
0,4	162/163	80	1,671	1,687	39,023	38,929

Tabelle 14: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit reinem Wasser und Section EP

Massenstrom des CO ₂	CO ₂		66 bar	63 bar	66 bar	63 bar
	T _{ein}	T _{aus}	Massenstrom des Kühlmittels		gesamter Wärmestrom	
kg/s	°C	°C	kg/s		kW	
0,1	140	60	0,206	0,194	10,071	9,897
0,2	180	80	0,454	0,433	23,533	23,247
0,3	180	80	1,607	1,485	35,300	34,866
0,4	168	80	1,646	1,534	41,702	41,164

In den Abbildungen 37 und 38 sind die notwendigen Massenströme des Kühlmittels für die in Tabelle 13 und 14 angegebenen Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit des Massenstroms von CO₂ jeweils für 66 und 63 bar Druck visualisiert. Zusätzlich werden die dafür benötigten Wärmeströme abgebildet. Sowohl in den zwei nachfolgenden Abbildungen als auch den zwei vorangegangenen Tabellen ist, wie auch schon bei den Ergebnissen der Test-Tube, ersichtlich, dass die Kühlwirkung durch das Ethylenglykol abnimmt. Diese Tatsache ist sowohl an den benötigten Massenströmen als auch an den erreichbaren Wärmeströmen ablesbar.

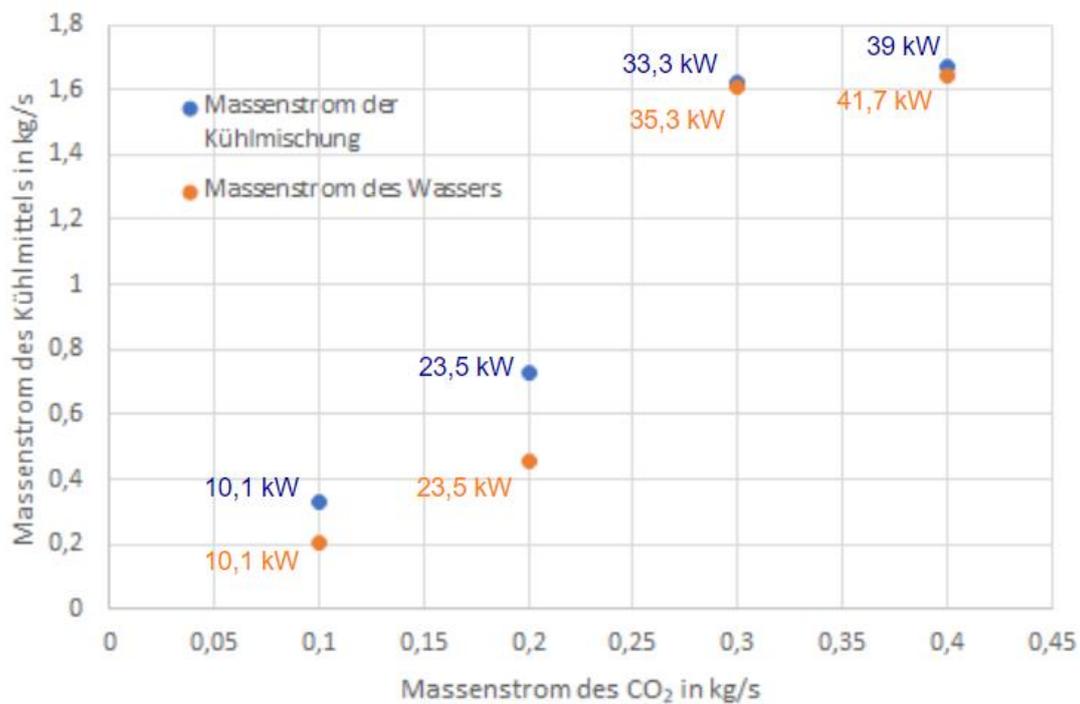


Abbildung 37: Die notwendigen Massenströme des Kühlmittels des Precoolers zum Kühlen der geforderten Temperaturdifferenzen und die dadurch entstehenden Wärmeströme bei 66 bar

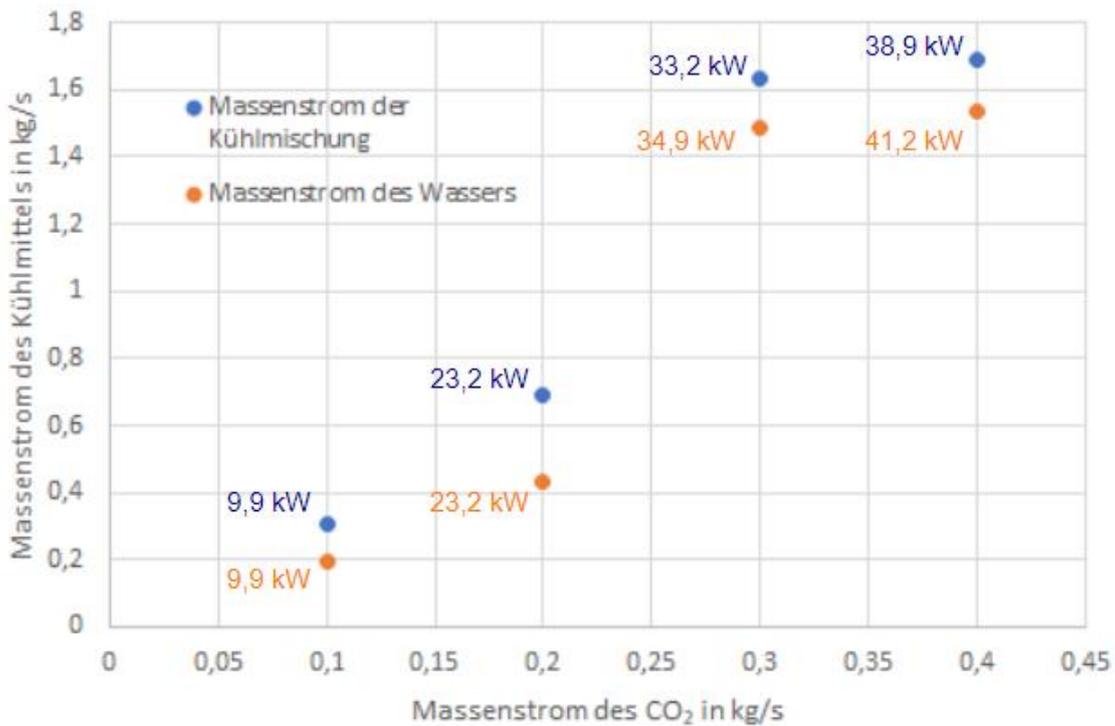


Abbildung 38: Die notwendigen Massenströme des Kühlmittels des Precoolers zum Kühlen der geforderten Temperaturdifferenzen und die dadurch entstehenden Wärmeströme bei 63 bar

In den nachfolgenden Tabellen wird das CO₂ mit Section „RP“ modelliert. Dabei werden die Resultate für die Test-Tube und den Precooler mit Wasser als Kühlflüssigkeit tabelliert. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Ergebnisse, im Bezug zu den vorher aufgeführten Tabellen des Coolings, kaum bis überhaupt nicht ändern. Daraus folgend werden diese Resultate hier auch nicht weiter ausgeführt.

Tabelle 15: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube mit reinem Wasser und Section RP

Massenstrom	T _{ein}	66 bar		63 bar		66 bar		63 bar	
		T _{aus}		α- CO ₂ seitig		gesamter Wärmestrom			
kg/s	°C	°C		W/(m ² K)		kW			
0,1	120	87,01	86,84	648,45	641,88	4,03	3,98		
	60	46,76	46,52	741,32	718,49	2,21	2,14		
0,2	180	134,44	134,30	1127,29	1121,45	10,25	10,19		
	80	63,37	63,18	1182,16	1161,51	4,64	4,56		
0,3	180	139,26	139,15	1562,37	1555,09	13,72	13,66		
	80	65,16	64,99	1629,99	1602,64	6,15	6,06		
0,4	168	133,58	133,46	1961,10	1950,38	15,52	15,45		
	80	66,40	66,23	2046,43	2012,29	7,43	7,32		

Tabelle 16: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit reinem Wasser und Section RP

Massenstrom des CO ₂	CO ₂		66 bar	63 bar	66 bar	63 bar
	T _{ein}	T _{aus}	Massenstrom des Kühlmittels		gesamter Wärmestrom	
kg/s	°C	°C	kg/s		kW	
0,1	140	60	0,208	0,195	10,089	9,889
0,2	180	80	0,454	0,434	23,523	23,250
0,3	180	80	1,605	1,494	35,287	34,890
0,4	168	80	1,645	1,542	41,688	41,184

Um den zeitlichen Ablauf zu verdeutlichen, werden hier noch die Druckerhöhungen und -absenkungen am Eingang der Test-Tube aufgrund der Steigerung des Massenstroms und der Manipulation der Eintrittstemperatur über der Simulationszeit, für das Experiment mit der Kühlmischung und 66 bar dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich der Wert auf exakt 66 bar einpendelt und sich die Abweichungen des Druckes maximal bei etwa einem 1 bar bewegen. Die reale Simulationszeit beträgt dabei ca. zwei Stunden und dreizehn Minuten.

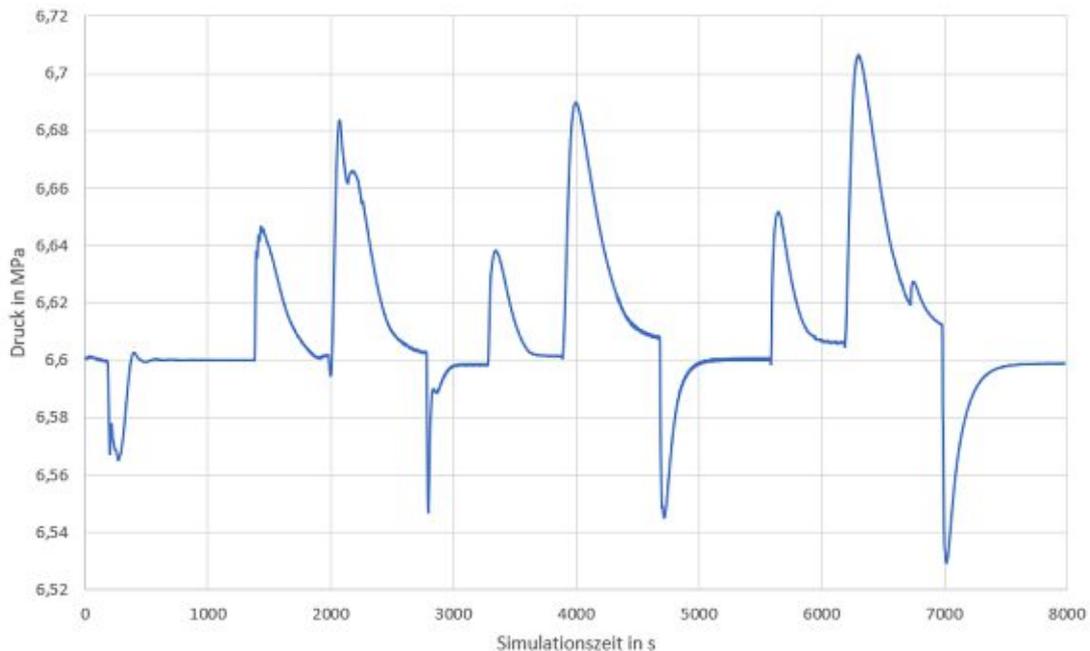


Abbildung 39: Der Druck am Eingang der Test-Tube über den Ablauf der Simulation

5.2 Condensing

Wie im vorherigen Kapitel, soll auch für diese Art der Experimente der schnellstmögliche Durchlauf festgestellt werden. Dabei bestehen wiederum zwei mögliche Optionen für die Abläufe:

1. Der Massenstrom wird konstant gehalten und das CO₂ wird schrittweise komplett bzw. so weit wie möglich kondensiert. Dieser Vorgang wird für alle vier Massenströme wiederholt.
2. Die Dampfziffern werden konstant gehalten und der Massenstrom wird schrittweise von 0,1 bis 0,4 kg/s erhöht. Dabei werden alle Dampfziffern etappenweise durchgegangen.

Mit schrittweisem Kondensieren ist gemeint, dass die Dampfziffer am Austritt der Test-Tube des einen Experiments als Dampfziffer am Eingang der Test-Tube im nächsten Experiment als Sollwert vorgegeben wird. Aufgrund dessen, dass die Verläufe der Dampfziffern für die verschiedenen Experimente nicht ident sind und aufgrund der in Kapitel 5.3 beschriebenen Trägheit des PID-Reglers der Pumpe, wird die erste Option gewählt.

Als Kühlmittel wird für die hier dargestellten Ergebnisse nur die Kühlmischung verwendet und das CO₂ wird nur mit Section „EP“ modelliert. Die Eintrittstemperatur des Kühlmittels ist mit 6 °C festgelegt und die Experimente werden mit jeweils 66 und 63 bar Sättigungsdruck durchgeführt. Wobei nicht alle der in Unterkapitel 5.2.2 vorgestellten selbsteingebauten Gleichungen für beide Drücke Anwendung finden. Es wird in allen Experimenten versucht, das Medium vollständig, in festen Schritten bis zum gesättigten flüssigen Zustand zu kondensieren. Jedoch muss aufgrund des konstanten Massenstrom des Kühlmittels durch die Test-Tube in einigen Fällen am Schluss bei niedrigen Dampfziffern ein größerer Schritt gewählt werden, da sonst unterkühlt wird und somit der konstante Druck durch den Schluss-Kondensator nicht gehalten werden kann.

5.2.1 Condensing mit voreingestellter Berechnung

Die hier vorgestellten Ergebnisse sind durch das standardmäßig verfügbare Gleichungssystem zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Korrelation (73), errechnet worden.

In den nachfolgenden zwei Tabellen sind die ein- und austretenden Dampfziffern x der Test-Tube für die vier Massenströme des CO₂ und zwei Druckniveaus aufgelistet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Kondensationsschritte (Differenz der ein- und austretenden Dampfziffer) ausgesprochen niedrig ausfallen. Der Trend ändert sich leicht mit absteigender Dampfziffer. Falls in einem der Fälle nicht komplett bis zum Sättigungszustand kondensiert wird, bzw. wenn im letzten Kondensationsschritt, wie im Fall von 63 bar und 0,3 kg/s, nicht die austretende Dampfziffer des vorherigen Schritts als Sollwert für die Dampfziffer am Eingang verwendet werden kann, hängt der Umstand mit der zu niedrigen Leistung des Precoolers zusammen. Dieser darf, wie schon erwähnt, einen Massenstrom von 1,7 kg/s nicht überschreiten.

Tabelle 17: Verlauf der Dampffziffern x in der Test-Tube der Experimente des Kondensierens bei voreingestellter Berechnung, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
1,00	0,93	1,00	0,96	1,00	0,97	1,00	0,98
0,93	0,85	0,96	0,92	0,97	0,94	0,98	0,96
0,85	0,76	0,92	0,87	0,94	0,91	0,96	0,94
0,76	0,66	0,87	0,82	0,91	0,88	0,94	0,92
0,66	0,55	0,82	0,77	0,88	0,84	0,92	0,90
0,55	0,43	0,77	0,71	0,84	0,80	0,90	0,87
0,43	0,30	0,71	0,65	0,80	0,76	0,87	0,84
0,30	0,18	0,65	0,58	0,76	0,71	0,84	0,80
0,18	0,00	0,58	0,50	0,71	0,66	0,80	0,77
		0,50	0,42	0,66	0,60	0,77	0,73
		0,42	0,33	0,60	0,54	0,73	0,69
		0,33	0,23	0,54	0,47	0,69	0,65
		0,23	0,14	0,47	0,40	0,65	0,61
		0,14	0,00	0,40	0,33	0,61	0,56
				0,33	0,26	0,56	0,51
				0,26	0,17	0,51	0,46
				0,17	0,08	0,46	0,40
						0,40	0,34

Tabelle 18: Verlauf der Dampffziffern x in der Test-Tube der Experimente des Kondensierens bei voreingestellter Berechnung, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
1,00	0,94	1,00	0,97	1,00	0,98	1,00	0,98
0,94	0,88	0,97	0,94	0,98	0,96	0,98	0,96
0,88	0,82	0,94	0,91	0,96	0,94	0,96	0,94
0,82	0,76	0,91	0,88	0,94	0,92	0,94	0,92
0,76	0,69	0,88	0,85	0,92	0,90	0,92	0,90
0,69	0,62	0,85	0,81	0,90	0,88	0,90	0,88
0,62	0,54	0,81	0,77	0,88	0,86	0,88	0,86
0,54	0,46	0,77	0,73	0,86	0,83	0,86	0,84

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
0,46	0,37	0,73	0,69	0,83	0,80	0,84	0,82
0,37	0,27	0,69	0,65	0,80	0,77	0,82	0,80
0,27	0,17	0,65	0,60	0,77	0,74	0,80	0,78
0,17	0,13	0,60	0,55	0,74	0,71	0,78	0,76
0,13	0,00	0,55	0,50	0,71	0,67	0,76	0,74
		0,50	0,45	0,67	0,64	0,74	0,71
		0,45	0,39	0,64	0,60	0,71	0,68
		0,39	0,33	0,60	0,56	0,68	0,65
		0,33	0,26	0,56	0,52	0,65	0,62
		0,26	0,19	0,52	0,48	0,62	0,59
		0,19	0,11	0,48	0,44	0,59	0,56
		0,11	0,00	0,44	0,39		
				0,40	0,35		

In Abbildung 40 ist der abgeführte Wärmestrom der Test-Tube in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms, über der gemittelten Dampfziffer bei 66 bar abgebildet. Es ist ein ansteigender Trend des Wärmestroms bei sinkender Dampfziffer vorhanden, der sich durch den Wärmeübergangskoeffizienten des CO₂ erklären lässt, der in Abbildung 41 nach demselben Schema visualisiert ist und die gleiche Tendenz aufweist. Sowohl der Wärmestrom als auch der Wärmeübergangskoeffizient steigen mit höherem Massenstrom an.

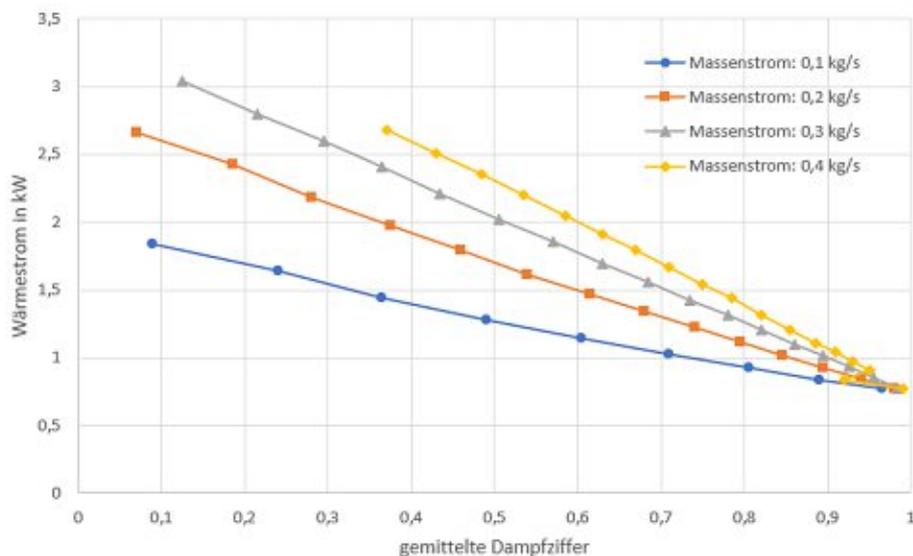


Abbildung 40: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms über der gemittelten Dampfziffer, beim Kondensieren mit voreingestellter Berechnung bei 66 bar

Im Vergleich zu den Informationen aus der Theorie verhält sich der Trend des Wärmeübergangskoeffizienten genau umgekehrt, da er mit sinkender Dampfziffer stark ansteigt. Zusätzlich sollte sich der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten bei höheren Temperaturen nicht so drastisch verändern, wie aus Abbildung 3 ersichtlich ist.

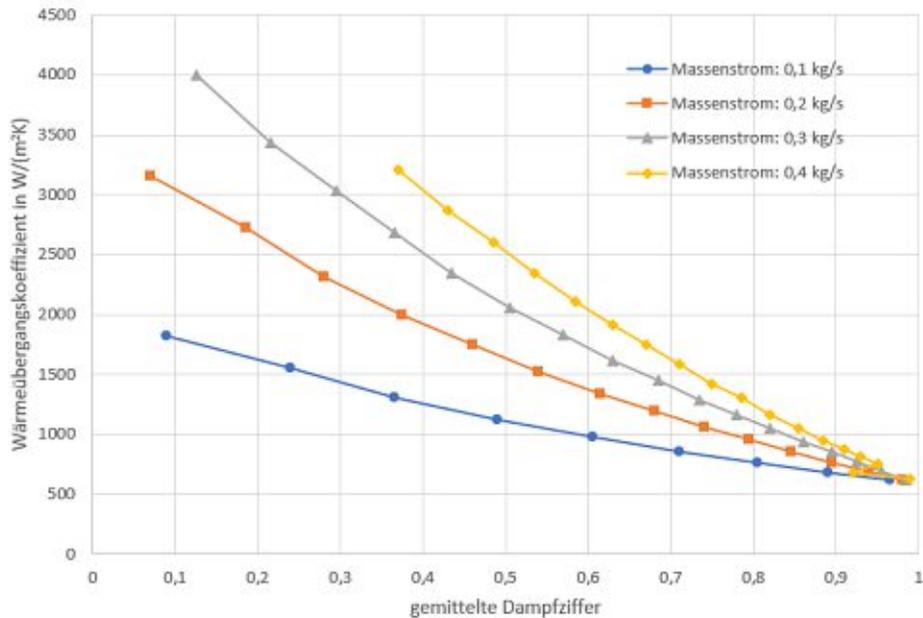


Abbildung 41: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube in Abhängigkeit des CO_2 -Massenstroms über der gemittelten Dampfziffer beim Kondensieren mit voreingestellter Berechnung bei 66 bar

In Abbildung 42 ist der Verlauf der Dampfziffern für 66 bar am Ein- und Ausgang der Test-Tube über der Simulationszeit dargestellt. Die reale Simulationszeit beträgt in etwa 8 Stunden und 15 Minuten. Die Einbrüche der Dampfziffern bei Massenströmen des CO_2 von 0,3 und 0,4 kg/s wird im nachfolgenden Absatz erläutert.

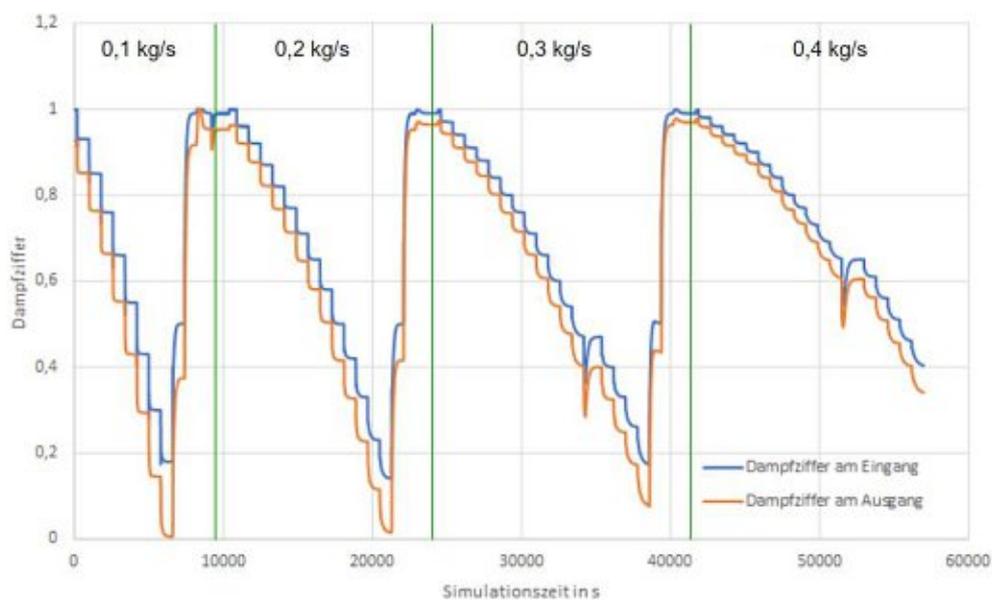


Abbildung 42: Verlauf der Dampfziffer bei 66 bar, über der Simulationszeit, am Ein- und Ausgang der Test-Tube bei voreingestellter Berechnung

In nachfolgendem Diagramm ist der benötigte Massenstrom des Kühlmittels des Precoolers über der Dampfziffer am Austritt in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms präsentiert. Die Einbrüche des Massenstroms aus Abbildung 43 und der Dampfziffer aus Abbildung 42 ergeben sich aus der Minimierung der Eintrittstemperatur auf 28 °C, die notwendig ist, um möglichst niedrige Dampfziffern am Ausgang des Precoolers zu erreichen.

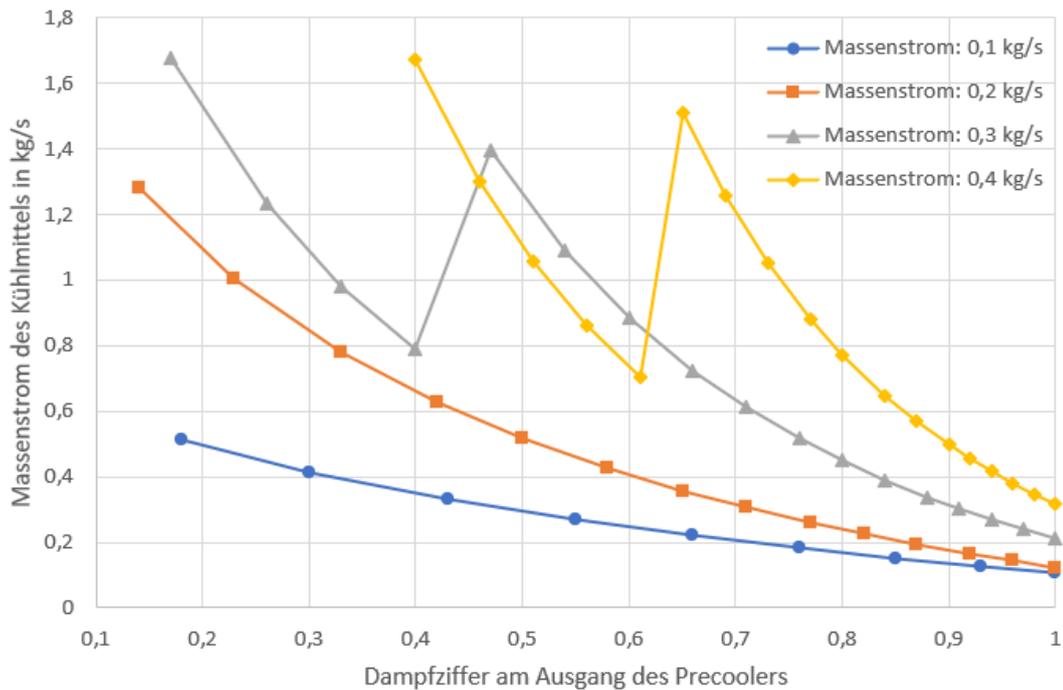


Abbildung 43: Benötigte Massenstrom des Kühlmittels beim Precooler über der Dampfziffer am Ausgang, in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms bei voreingestellter Berechnung und 66 bar

Weiters ist in Abbildung 44 noch der CO₂-seitige Wärmeübergangskoeffizient des Precoolers über der Dampfziffer am Austritt in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms dargestellt. Beim Massenstrom von 0,2 kg/s tritt anfangs eine Inkonsistenz auf. Diese wird möglicherweise durch Schwingungen des Systems, oder durch zu ruckartiges Ansteigen einer Größe im Hauptkreislauf, wie z.B. des Massenstroms, verursacht. Bei 0,3 und 0,4 kg/s erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient ruckartig, aufgrund der vorher besprochenen Minimierung der Eingangstemperatur, während der Parameter bei allen Massenströmen und niedrigen Dampfziffern am Ausgang des Precoolers den Trend aufweist, leicht abzusinken.

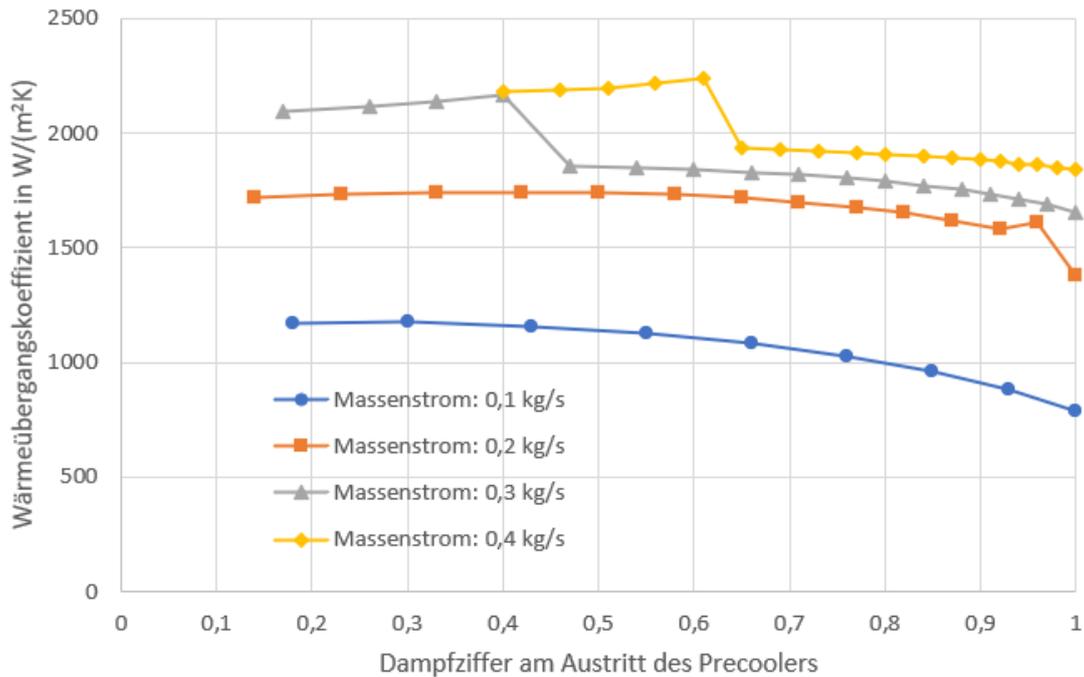


Abbildung 44: Wärmeübergangskoeffizient des Precoolers über der Dampfziffer am Austritt in Abhängigkeit des CO_2 -Massenstroms bei voreingestellter Berechnung und 66 bar

Die Ergebnisse der Experimente mit 63 bar verlaufen nach demselben Muster, bis darauf, dass mit der bereitstehenden Kühlleistung des Precoolers bei höheren Massenströmen des CO_2 auf nicht so tiefe Dampfziffern herunterkondensiert werden kann und dass die Kondensationsschritte der Test-Tube, wie aus Tabelle 18 ersichtlich, noch kürzer sind. Als Folge dessen werden die Ergebnisse hier nicht weiter ausgeführt und visualisiert werden.

5.2.2 Condensing mit selbstimplementierten Gleichungen

In diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse der Test-Tube präsentiert, die durch das Implementieren von Gleichungen aus der Literatur entstanden sind. Bei den Resultaten wird keine Rücksicht auf die Grenzwerte des Precoolers genommen. Falls Interesse an den Grenzen der Komponente bezüglich der voreingestellten Berechnung besteht, wird an dieser Stelle auf Kapitel 5.2.1 verwiesen. Wie diese Gleichungen in das System implementiert werden ist in Kapitel 4.6 beschrieben.

In den nachfolgenden zwei Tabellen, werden mit Gleichung (1) von Akers et al. die Dampfziffern für den Ein- und Ausgang der Test-Tube, für 66 und 63 bar Sättigungsdruck aufgestellt. Dabei wird die Korrelation mit den Mischparametern aus der Simulation gespeist.

Tabelle 19: Verlauf der Dampfziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
1,00	0,62	1,00	0,77	1,00	0,84	1,00	0,87
0,62	0,36	0,77	0,58	0,84	0,70	0,87	0,76
0,36	0,17	0,58	0,42	0,70	0,57	0,76	0,65
0,17	0,01	0,42	0,28	0,57	0,45	0,65	0,55
		0,28	0,16	0,45	0,34	0,55	0,46
		0,16	0,05	0,34	0,24	0,46	0,37
		0,12	0,00	0,24	0,15	0,37	0,29
				0,15	0,07	0,29	0,21
				0,08	0,00	0,21	0,14
						0,14	0,07

Tabelle 20: Verlauf der Dampfziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
1,00	0,52	1,00	0,71	1,00	0,79	1,00	0,84
0,51	0,20	0,71	0,47	0,79	0,61	0,84	0,70
0,25	0,00	0,47	0,27	0,61	0,45	0,70	0,56
		0,27	0,11	0,45	0,30	0,56	0,43
		0,14	0,00	0,30	0,17	0,43	0,31
				0,17	0,06	0,31	0,20
				0,11	0,00	0,20	0,10
						0,10	0,00

Die von der Test-Tube, mit Gleichung (1) für Mischparameter erreichten CO_2 -seitigen Wärmeübergangskoeffizienten, sind in Abbildung 45 für 63 bar und in Abbildung 46 für 66 bar Sättigungsdruck über der gemittelten Dampfziffer in Abhängigkeit des CO_2 -Massenstroms dargestellt. Gerade bei hohen Dampfziffern von über 0,8 steigen die Werte bei höheren Massenströmen stark an, haben darunter aber einen nahezu konstanten Verlauf. An den Messwerten aus Abbildung 5 ist ersichtlich, dass sich die starke Steigung an der Grenze zum Zweiphasengebiet der Realität nicht gut annähert, diese Problematik jedoch auch bei anderen

Gleichungssystemen vorkommt. Das Verhalten unter einer Dampfziffer von in etwa 0,8 scheint jedoch für die hohen Temperaturen gut approximiert zu werden.

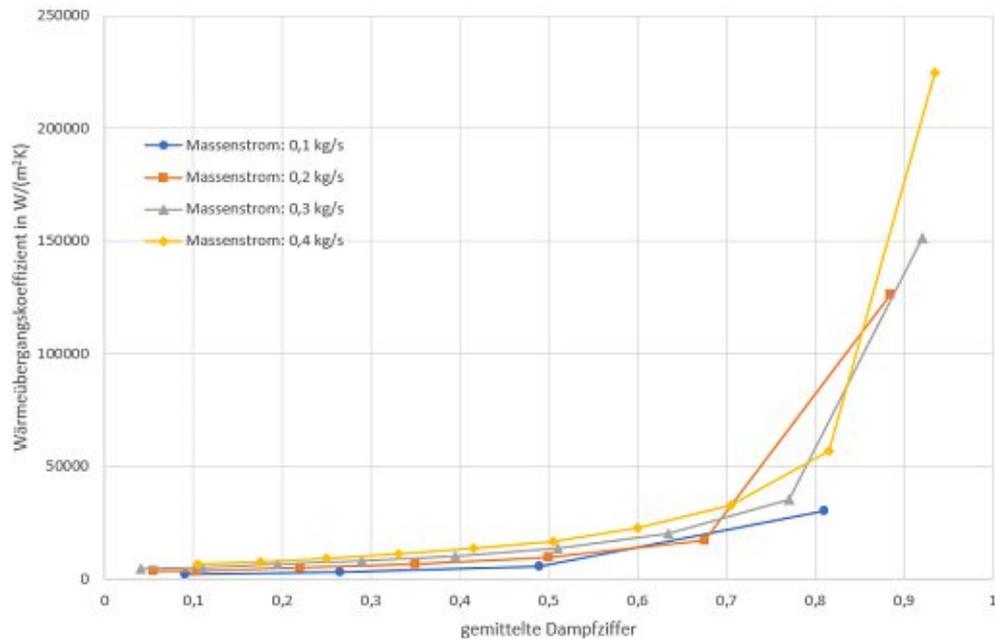


Abbildung 45: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 63 bar

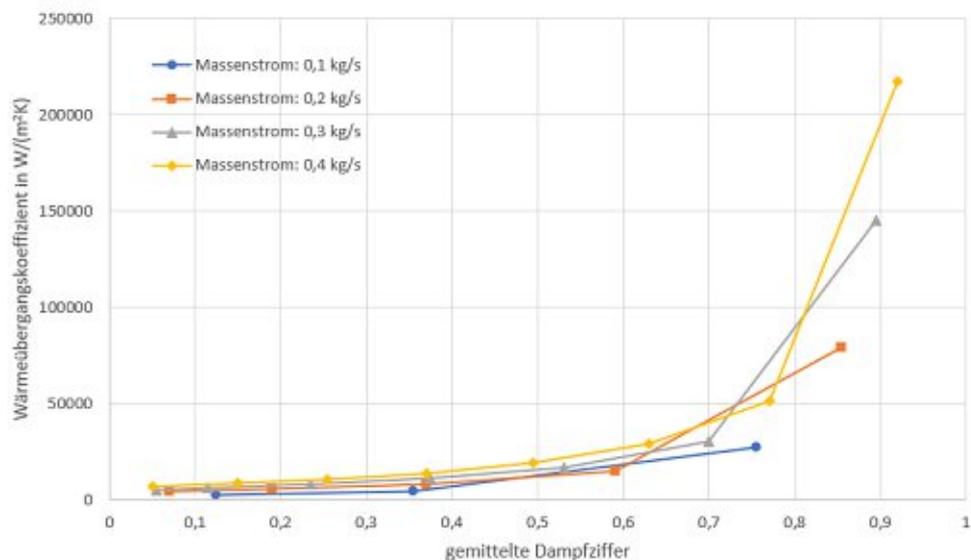


Abbildung 46: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

Die zugehörigen, erreichten Wärmeströme der Test-Tube mit Gleichung (1) mit Mischparametern für beide Sättigungsdrücke sind in Abbildung 47 und 48 über der gemittelten Dampfziffer, in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms visualisiert. Der Trend eines starken Anstiegs bei hohen Dampfziffern ist hier nicht erkennbar. Der Wärmestrom für die Experimente mit 66 bar und einem Massenstrom des CO₂ von 0,3 kg/s, bricht bei niedrigen Dampfziffern leicht ein. Dies ist aller Wahrscheinlichkeit nach auf eine leichte Unterkühlung zurückzuführen.

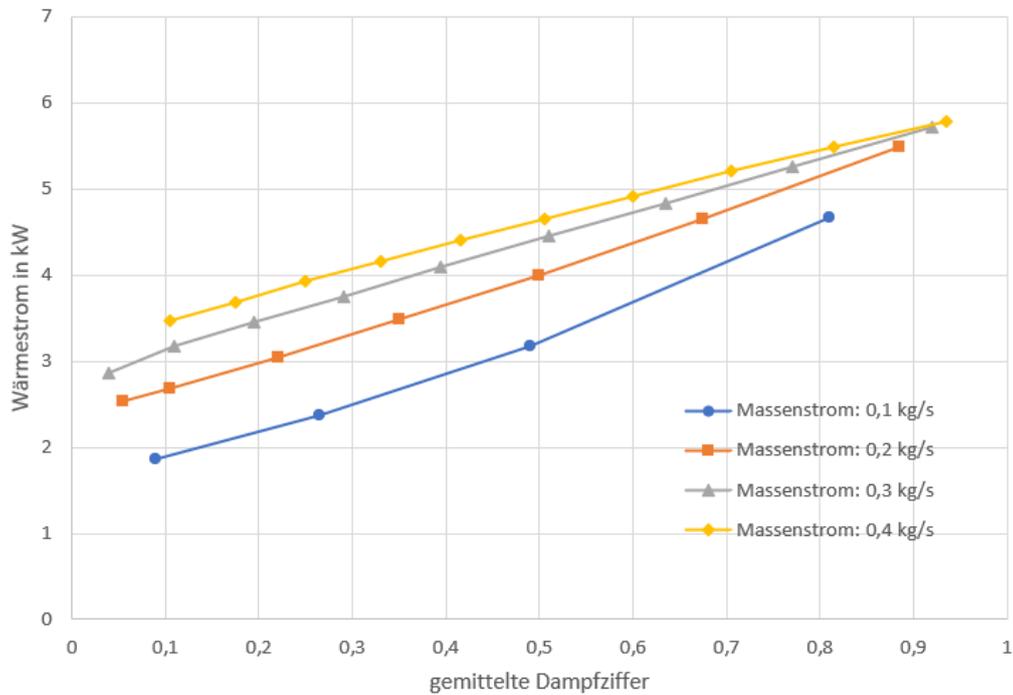


Abbildung 47: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 63 bar

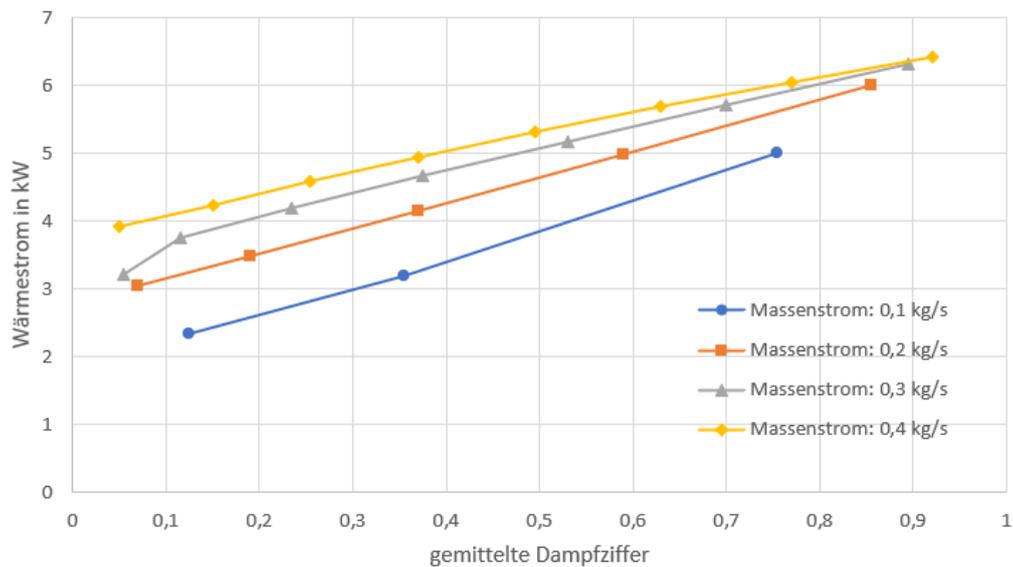


Abbildung 48: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

In der nachfolgenden Abbildung ist noch ein Vergleich des abgeführten Wärmestroms und des CO₂-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei 0,3 kg/s CO₂-Massenstrom jeweils für beide Sättigungsdrücke über der gemittelten Dampfziffer dargestellt. Die Wärmeübergangskoeffizienten zeigen, bis auf die Zone der starken Steigung, keine großen Abweichungen auf. Die Differenzen der Wärmeströme weisen eine Tendenz von unter 1 kW auf.

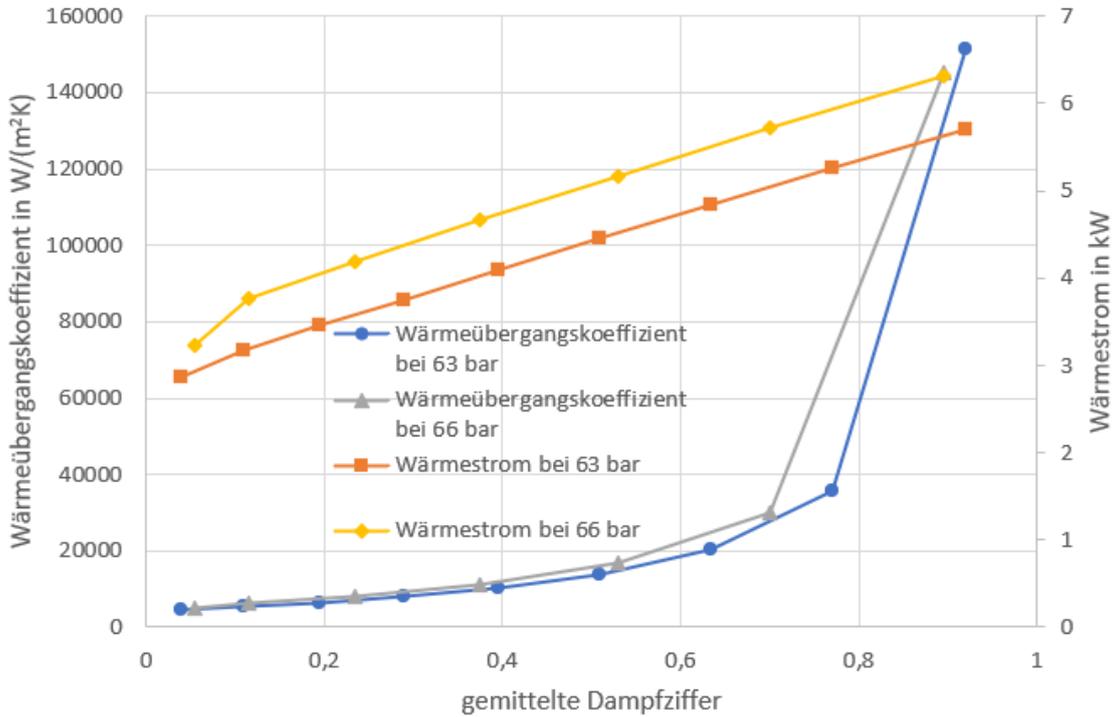


Abbildung 49: Vergleich der Wärmeströme und Wärmeübergangskoeffizienten bei einem CO₂-Massenstrom von 0,3 kg/s für beide Sättigungsdrücke bei Berechnung mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern

Mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Sättigungswerten, konnten keine Werte nahe Dampfziffern von 1 und 0 erreicht werden, da die Berechnung der Simulation divergierte. In der nachfolgenden Tabelle sind die ein- und austretenden Dampfziffern für 66 bar Sättigungsdruck in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms für diesen Fall aufgeführt. Gerade im Bereich der unteren Massenstromdichten ist die Kühlleistung sehr hoch. Dies könnte auf das Vernachlässigen der Zone der gewellten Schichtenströmung zurückzuführen sein. Die Randbedingung dieser Zone wird von den verwendeten niedrigsten Massenstromdichte leicht geschnitten. Die visualisierten Randbedingungen finden sich in Kapitel 4.6.

Tabelle 21: Verlauf der Dampfziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
0,99	0,48	0,98	0,67	0,95	0,76	0,95	0,80
0,48	0,02	0,67	0,40	0,76	0,57	0,80	0,66
		0,40	0,14	0,57	0,38	0,66	0,52
		0,30	0,06	0,38	0,21	0,52	0,38
				0,30	0,04	0,38	0,24
				0,11	0,00	0,24	0,11
						0,10	0,00

In den nachfolgenden zwei Abbildungen sind sowohl der CO_2 -seitige Wärmeübergangskoeffizient als auch der abgeführte Wärmestrom in Bezug auf die vorher angesprochene Korrelation visualisiert. Dabei sind die Werte über der gemittelten Dampfziffer in Abhängigkeit des CO_2 -Massenstroms dargestellt. In beiden Diagrammen sind die Werte für den Massenstrom von 0,1 kg/s nicht angeführt, da die Datenmenge aus den zwei Kondensationsschritten zu gering ist, um aussagekräftig dargestellt werden zu können.

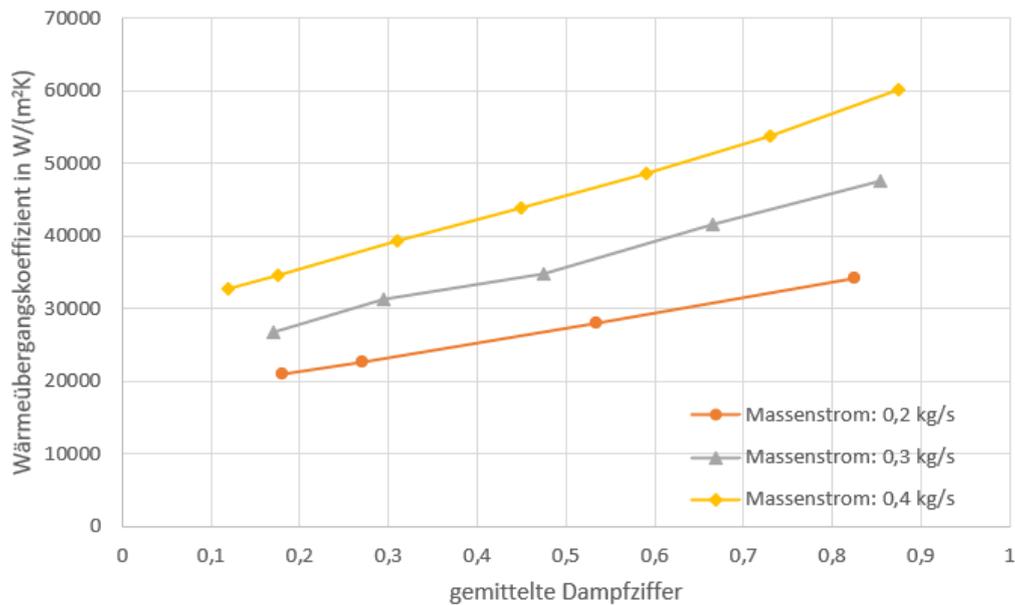


Abbildung 50: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar

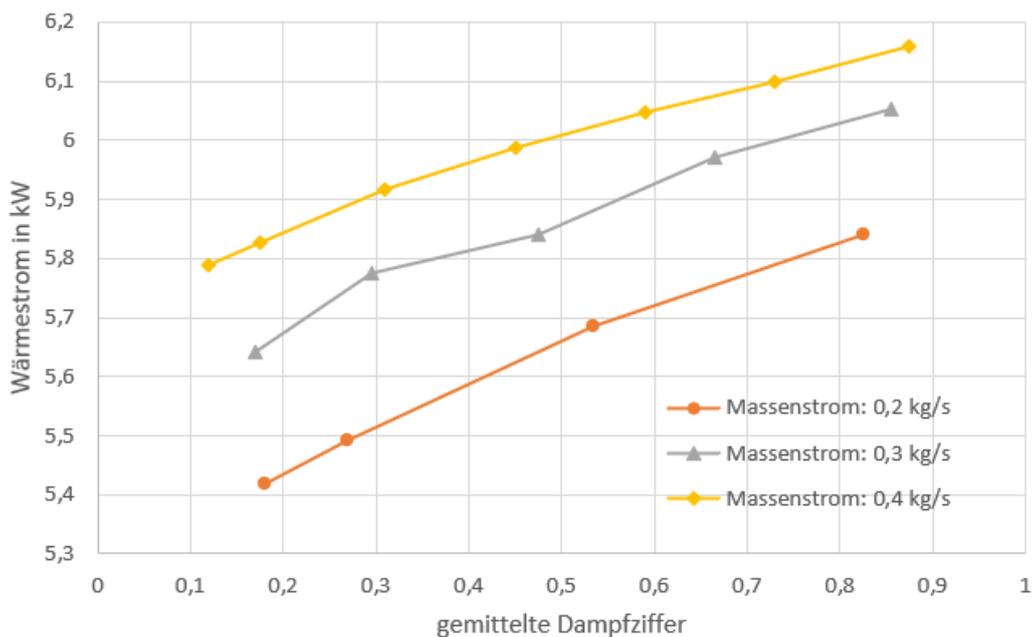


Abbildung 51: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar

Gleichung (3) wird hier auch noch für die Mischparameter des Systems bei 66 bar behandelt. Die nachfolgende Tabelle gibt wiederum die Dampfziffern bezüglich der Test-Tube in Abhängigkeit des CO₂-Massenstroms an.

Tabelle 22: Verlauf der Dampfziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
1,00	0,66	1,00	0,74	1,00	0,8	1,00	0,84
0,66	0,43	0,74	0,56	0,8	0,65	0,84	0,71
0,43	0,28	0,56	0,42	0,65	0,52	0,71	0,60
0,28	0,17	0,42	0,31	0,52	0,42	0,60	0,50
0,17	0,09	0,31	0,22	0,42	0,33	0,50	0,41
0,09	0,03	0,22	0,15	0,33	0,25	0,41	0,33
		0,15	0,09	0,25	0,19	0,33	0,26
		0,09	0,05	0,19	0,13	0,26	0,20
		0,05	0,01	0,13	0,08	0,20	0,15
				0,08	0,04	0,15	0,11
						0,11	0,07
						0,07	0,04
						0,04	0,01

Aus Abbildung 52 ist zu erkennen, dass mit den Mischwerten deutlich geringere Wärmeströme in den unteren Bereichen der Dampfziffern erreicht werden, jedoch in den höheren Bereichen der Dampfziffern kaum ein Unterschied vorliegt.

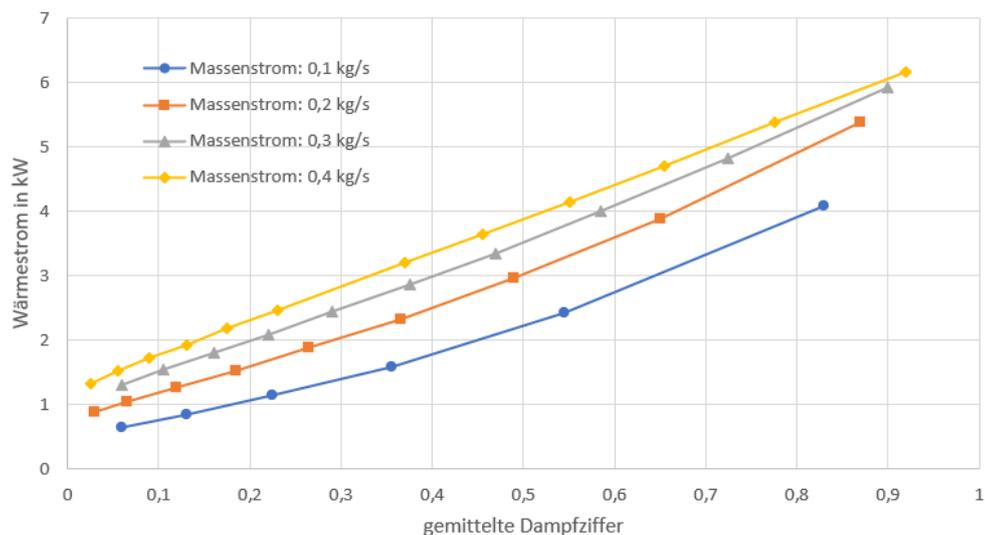


Abbildung 52: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Mischwerten, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

Für die CO₂-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten aus Abbildung 53 ergibt sich in etwa dasselbe Bild wie für Gleichung (1) von Akers et al. Diese Tatsache deutet daraufhin, dass diese Verläufe mit dem Verwenden der Mischparameter zusammenhängen. Die Werte der Koeffizienten fallen im Gegensatz zu Gleichung (1) jedoch geringer aus.

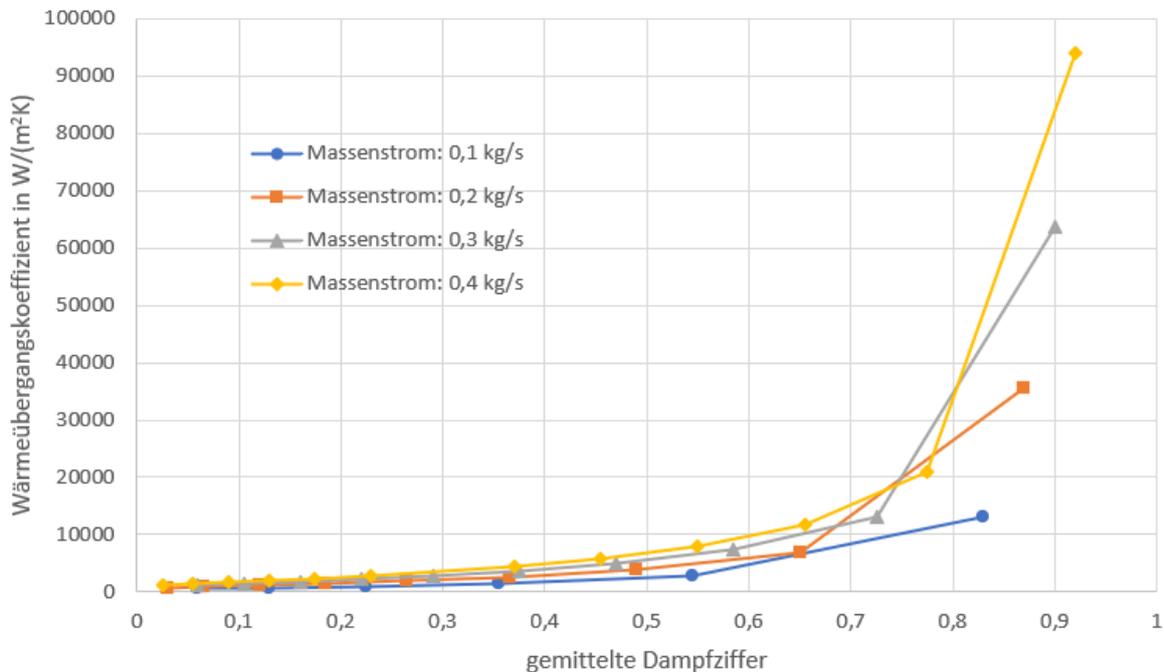


Abbildung 53: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

Das letzte hier abgebildete Gleichungssystem, ist das von Shah mit Sättigungsparametern für den Sättigungsdruck von 66 bar. Auch hier divergiert die Berechnung des Modells an den Randwerten des Zweiphasensystems. Somit muss auch bei dieser Korrelation darauf geachtet werden, nicht zu nah an eine Dampfziffer von Eins oder Null zu kommen. Die Werte der Dampfziffern am Ein- und Ausgang werden wie bei den vorangegangenen Beispielen auf folgender Seite tabelliert aufgelistet.

Tabelle 23: Verlauf der Dampfziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar

0,1 kg/s		0,2 kg/s		0,3 kg/s		0,4 kg/s	
x am Eingang	x am Ausgang						
0,95	0,69	0,95	0,79	0,95	0,82	0,95	0,85
0,69	0,45	0,79	0,63	0,82	0,70	0,85	0,75
0,45	0,24	0,63	0,48	0,70	0,58	0,75	0,65
0,24	0,06	0,48	0,34	0,58	0,46	0,65	0,55
		0,34	0,21	0,46	0,35	0,55	0,45
		0,21	0,10	0,35	0,24	0,45	0,36
		0,15	0,05	0,24	0,14	0,36	0,27
				0,14	0,05	0,27	0,19
						0,19	0,12
						0,12	0,05

Der CO_2 -seitige Wärmeübergangskoeffizient ist in Abbildung 54 dargestellt. Dabei weist der Trend Ähnlichkeiten zu denen von Thome et al. auf. Es lässt sich dadurch ein Zusammenhang beim Verwenden von Sättigungsparametern erkennen.

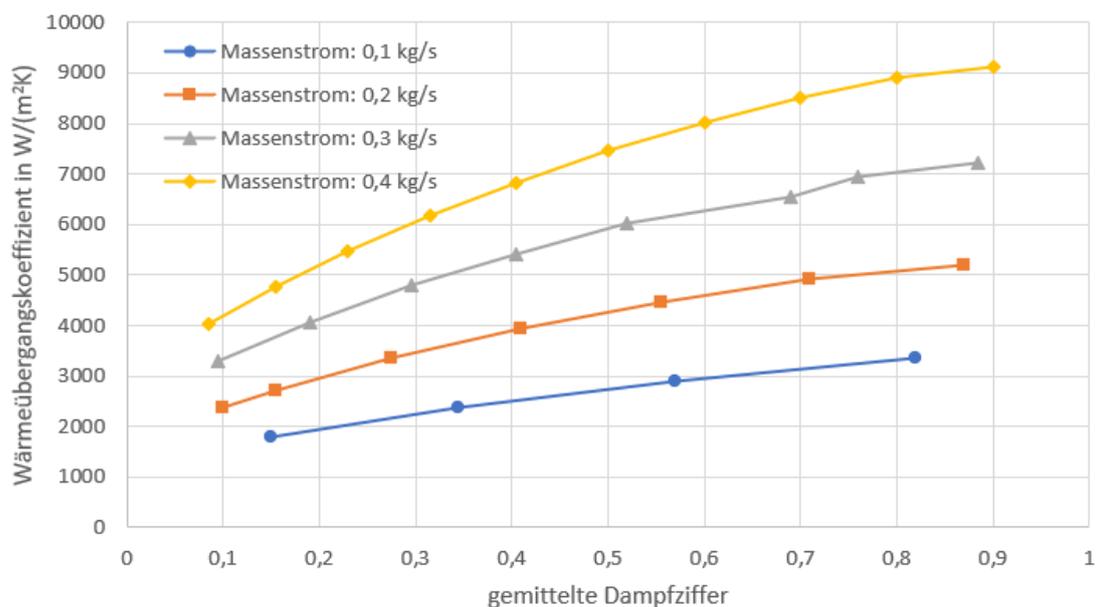


Abbildung 54: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar

Der dazugehörige Wärmestrom für die CO₂-Massenströme ist in Abbildung 55 visualisiert. Das Steigungsverhalten des Wärmestroms weist eine ähnliche Tendenz zu der des CO₂-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf.

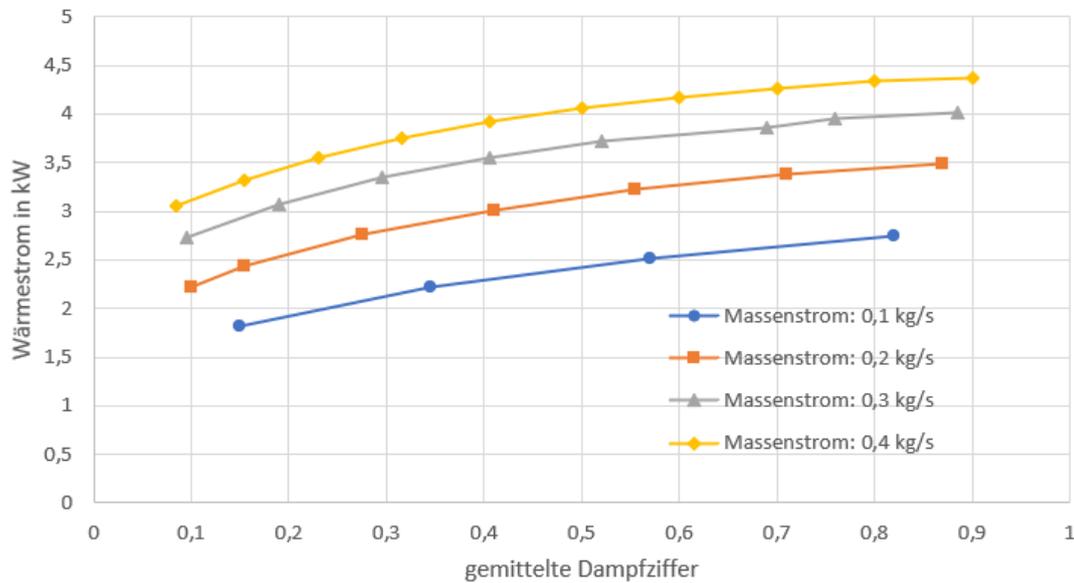


Abbildung 55: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO₂ für 66 bar

In der nachfolgenden Abbildung 56 wird ein Vergleich der Korrelationen bei einem CO₂-Massenstrom von 0,3 kg/s und einem Sättigungsdruck von 66 bar dargestellt. Es ist ersichtlich, dass beide durch Sättigungsparameter gespeiste Gleichungen, keinen starken Anstieg bei hohen Dampfziffern aufweisen und ein eher konstantes Verhalten aufweisen. Nach Abbildung 3 sollte dies bei höheren Temperaturen ohnedies der Fall sein.

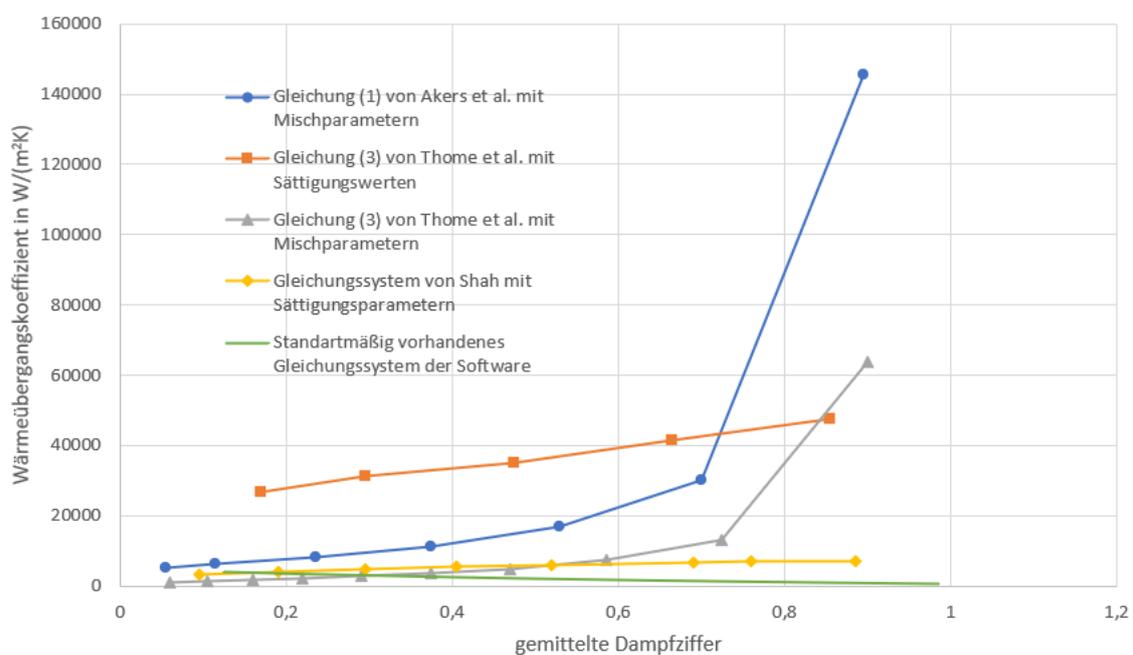


Abbildung 56: Vergleich der Korrelationen bei einem CO₂-Massenstrom von 0,3 kg/s und einem Sättigungsdruck von 66 bar

5.3 Kontrollierbarkeit des Massenstroms

Wie in Kapitel 4.3 erläutert, wird die Kontrolle über den Massenstrom des CO₂ im Hauptkreislauf nur durch einen sehr fein eingestellten PID-Regler des Pumpenmoduls ermöglicht. In Abbildung 57 wird die minimal notwendige Simulationszeit dargestellt, um das System zuerst auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s und dann im Anschluss wieder auf den Startwert von 0,1 kg/s zurück zu bringen.

Es ist deutlich zu erkennen, dass durch die sehr weichen Einstellungen beim Herunterfahren der Pumpe die benötigte Zeit enorm ansteigt. Die weiche Einstellung und die daraus resultierende benötigte Zeitspanne stellen bedauerlicherweise eine Notwendigkeit dar, da andernfalls das Risiko einer Oszillation besteht, welche die Berechnung der Simulation zum Divergieren bringt. Auch für das Erhöhen des Massenstroms wird eine weiche Einstellung des PID-Reglers gewählt, um die Kontrolle des Massenstroms um den Tank sicherzustellen und die Druckerhöhungen auf ein Minimum zu reduzieren.

In Abbildung 57 ist der Eintrittsdruck in die Test-Tube bei einem Durchlauf mit 66 bar visualisiert. Es ist zu sehen, dass die Druckerhöhungen kaum einen Wert von 1 bar übersteigen und keine Oszillationen auftreten.

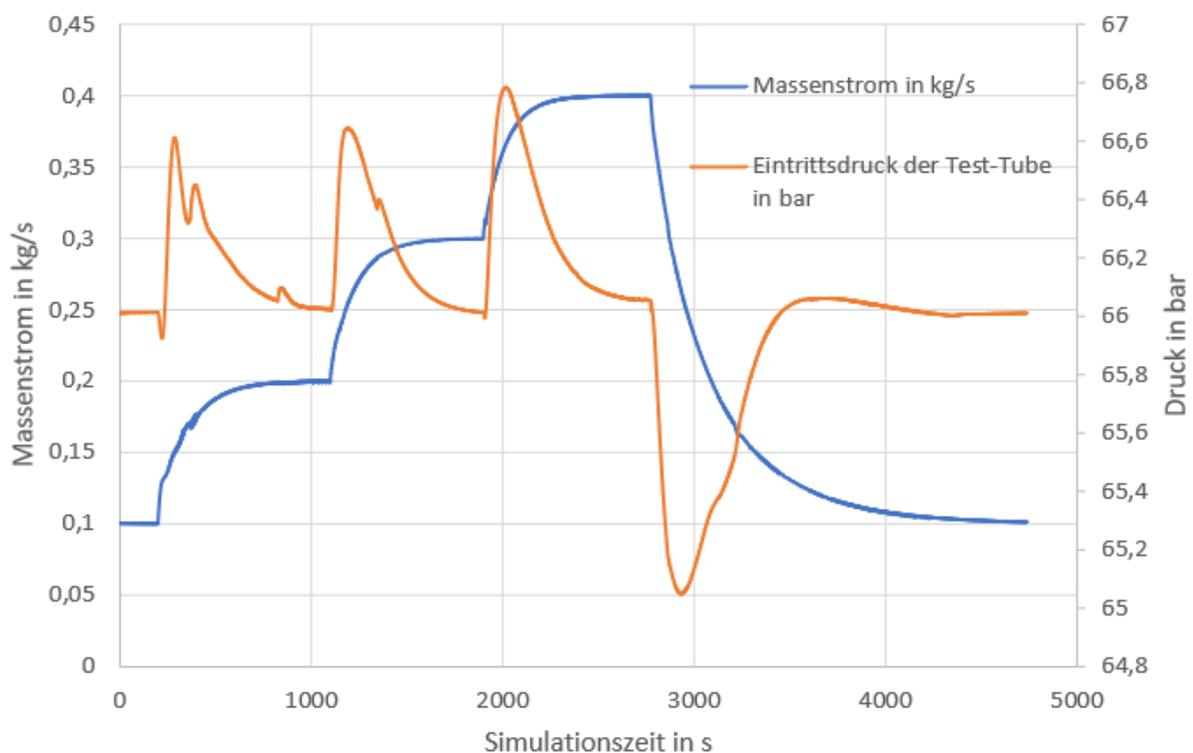


Abbildung 57: Benötigte Zeitspanne zur Regelung des CO₂-Massenstroms und Demonstration der Druckerhöhungen

6. Diskussion der Ergebnisse

Aus den Ergebnissen bezüglich der Test-Tube bei Kühlen von überhitztem CO₂ aus Kapitel 5.1 ist ersichtlich, dass sich kaum Unterschiede zwischen den Experimenten mit 66 und 63 bar ergeben, bis darauf, dass die Kühlleistung bei höherem Druck um eine Nuance höher ist. Außerdem ist die Größe des abgeführten Wärmestroms durch das eingesetzte Kühlmittel im Gegensatz zu reinem Wasser deutlich reduziert und der CO₂-seitige Wärmeübergangskoeffizient steigt mit zunehmendem Massenstrom und niedrigerer Temperatur an.

Diese Resultate lassen sich über die Wärmestromdichte aus Gleichung (47), zusammen mit dem Wärmeübergangskoeffizienten, welcher nach Gleichung (38) berechnet wird, erläutern. Die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Flüssigkeit wird dabei vernachlässigt. Die Kühlmischung hat bei 3 bar und 6 °C eine um 4,4 % und 50,8 % höhere Dichte und dynamische Viskosität als Wasser, während die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit im Vergleich um 18,6 % und 42,9 % niedriger sind. Die Werte der Kühlmischung und des Wassers sind aus einem Point Modul der Simulation entnommen.

Dadurch ist bei der Kühlmischung zwar die Prandtlzahl höher, aber die Reynoldszahl niedriger. Die Reynoldszahl hat, durch die höheren Geschwindigkeiten und die höhere Potenz von 0,8 aus Gleichung (38) einen höheren Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Zusätzlich werden die Terme in Gleichung (38) mit der Wärmeleitfähigkeit multipliziert, die wie vorher beschrieben niedriger ist. Aus diesem Grund ist der Wärmeübergangskoeffizient geringer als der von reinem Wasser und die Kühlleistung somit niedriger.

Im Falle des Druckunterschiedes sind die Differenzen der in Gleichung (38) vorkommenden Parameter so gering, dass sich kaum eine Veränderung in den Ergebnissen erkennen lässt. Ein Unterschied lässt sich am ehesten noch bei niedrigeren Temperaturen ermitteln. Dass der Wärmeübergangskoeffizient bei höheren Massenströmen und niedrigeren Temperaturen ansteigt, lässt sich wiederum durch den Einfluss der Reynoldszahl erklären. Die höheren Massenströme bedingen eine höhere Strömungsgeschwindigkeit, während bei niedrigeren Temperaturen die Dichte des CO₂ höher und die dynamische Viskosität niedriger ist.

Da die Gleichung (38) von Dittus-Boelter den Gegebenheiten der Experimente beim Cooling innerhalb der Test-Tube genügt, sollten die Ergebnisse plausibel sein. Der Precooler weist im Fall des Kühlens im Bezug zur Kühlmischung, dasselbe Verhalten auf wie die Test-Tube. Die Differenzen zwischen den Werten bei Sättigungsdrücken sind jedoch um eine Spur höher. Der benötigte Massenstrom des Kühlmittels, um die gewünschte Temperaturdifferenz des CO₂ einzuhalten, steigt dabei mit bei höherem Druck leicht an, da die Enthalpiedifferenz dadurch insgesamt ansteigt. Auch für den Fall des Precoolers sollten die Ergebnisse durch

Gleichung (38) gute Abbildungen der Realität ergeben, da auch in diesem Fall, die in Kapitel 3.2.2 angeführten Grenzwerte eingehalten werden.

In den Experimenten des Coolings wird das CO₂ mithilfe von zwei verschiedenen Sections modelliert. Dabei ist aufgefallen, dass die Berechnungszeit mit Section „RP“ bis auf das zehnfache ansteigt. Da der Berechnungs- und somit der zeitliche Aufwand aufgrund der zahlreichen Komponenten ohnedies enorm ist, ist diese Alternative nur für Experimente geeignet, die automatisch ohne manuelle Eingriffe ablaufen können. Darüber hinaus unterscheiden sich die Ergebnisse, wenn dann nur minimal von denen mit Section „EP“. Für Anpassungen des Simulationsmodells sollte daher auf die Section „EP“ zurückgegriffen werden.

Die Ergebnisse der Test-Tube für die Experimente des Condensing mit der standardmäßig vorhandenen Gleichung (73), zeigen im Vergleich zur in der Theorie vorgestellten Kondensation einen völlig andersartigen Verlauf. Der Wärmeübergangskoeffizient fängt bei hoher Dampfziffer bei sehr niedrigen Werten an und pflanzt sich bei fortschreitender Kondensation mit einer rapiden Steigung fort. Dadurch wird gerade am Anfang des Vorgangs, der abgeführte Wärmestrom durch den niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten stark behindert und die Kondensationsschritte fallen sehr klein aus. Einerseits sollte die Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten genau umgekehrt verlaufen und andererseits sollte sie bei den hohen Temperaturen der hier behandelten Experimente nicht so drastisch ausfallen.

Dieser Sachverhalt kann durch Gleichung (73) selbst erläutert werden. In der Gleichung wird der laminare und der turbulente Teil, dargestellt durch Gleichung (35) und Gleichung (38), durch einen Glättungskoeffizienten gewichtet. Dieser Glättungskoeffizient hängt von der Dampfziffer und einer Konstante ab. Mit dem Standardwert dieser Konstante von 0,01 ist der Glättungskoeffizient de facto nur von der Dampfziffer abhängig. Das bedeutet, dass gerade am Anfang der Kondensation nur der laminare Teil der Gleichung Anwendung findet. Dieser Teil errechnet über den gesamten Vorgang der Kondensation nur Werte zwischen ca. 600 und 640 W/(m²K). Deshalb ist der Wärmeübergangskoeffizient am Anfang des Vorgangs derart gering. Mit abnehmender Dampfziffer nimmt der turbulente Anteil der Gleichung zu, der höhere Werte errechnet. Dies führt zu der raschen Steigung in umgekehrter Richtung. Demensprechend ist die von der Software zur Verfügung gestellte Gleichung untauglich, um das Verhalten der Kondensation innerhalb von Rohren abzubilden.

Ob die standardmäßig vorhandene Gleichung (73) genügt, um das Verhalten der Kondensation von CO₂ an den Außenseiten von Rohren abzubilden, kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden, da in der Literatur keine Vergleichswerte zu dieser speziellen Thematik gefunden wurden.

Die Ergebnisse der selbst eingebauten Gleichungen, bezüglich des Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, zeigen allesamt eine deutlich bessere Annäherung zu dem Verhalten der Kondensation aus der Theorie auf. Der Wärmeübergangskoeffizient sinkt zusammen mit der Dampfziffer und weist durch größere Massenstromdichten insgesamt höhere Werte auf.

Die Gleichungen, die über Mischwerte aus der Simulation gespeist werden, weisen jedoch gerade bei hohen Dampfziffern eine starke Steigung auf, die bei den mit Sättigungsparametern gespeisten Korrelationen nicht in Erscheinung treten.

Welche dieser Gleichungen die realen Gegebenheiten der hier aufgeführten spezifischen Simulationen tatsächlich wiedergibt, ist schwierig zu beurteilen. Um hier eine eindeutige Aussage festzulegen, bedarf es experimenteller Daten mit demselben Aufbau, über die Vergleiche aufgeführt werden können. Da durch die hohen Temperaturen ein eher konstantes Verhalten des Wärmeübergangskoeffizienten gefragt ist, werden hier die Gleichungen von Thome et al. und Shah für Sättigungsparameter aus der Simulation als die vielversprechendsten Möglichkeiten gewählt, da diese keinen sprunghaften Anstieg aufweisen.

7. Fazit

Das Ziel dieser Arbeit ist eine dynamische Simulation eines Kohlenstoffdioxidkreislaufs zu erstellen, mit dem Ziel, Informationen über den Wärmeübergang des Fluids beim Abkühlen im überhitzten Zustand und während der Kondensation zu erlangen. Die Funktionsfähigkeit des Simulationsmodells ist durch die Verfeinerung der Eigenschaften aller eingebauten Komponenten, sowie durch das Einfügen einer Steuerlogik zum Regeln aller systemrelevanten Parameter optimiert.

An den Ergebnissen wurde festgestellt, dass die von der verwendeten Software zur Verfügung gestellte Gleichung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation innerhalb von Rohren, im Vergleich zu Daten aus der Literatur, ungenügende Ergebnisse liefert. Dies gab Anlass, weitere Korrelationen in das Modell zu implementieren und miteinander zu vergleichen, um eine Beziehung zu finden, die es ermöglicht, sich realen Bedingungen anzunähern. Dabei sind zwei Korrelationen ausfindig gemacht worden, welche für die von Druck und Temperatur abhängigen Parameter Sättigungswerte verwenden und sich den in der Literatur gefundenen Voraussetzungen zur Genüge annähern. Bei diesen zwei Korrelationen handelt es sich um das Gleichungssystem von Shah und Thome et al.

Die Ergebnisse bezüglich des Kühlens von überhitztem Dampf innerhalb, als auch an den Außenseiten von Rohren sind überzeugend, da sich die experimentellen Bedingungen im Rahmen der Grenzwerte der angewendeten Gleichung befinden.

Um die Tauglichkeit aller Ergebnisse zu untermauern, müssen diese zukünftig mit experimentellen Daten bei gleichem Versuchsaufbau verglichen werden.

Anhang

Nomenklatur

Generell werden die Symbole und ihre Indizes dort erklärt, wo sie erwähnt werden. Die Einheiten können je nach Einsatzgebiet in der Größenordnung unterschiedlich sein (z.B. kann Meter zu Millimeter werden). Bei mehrfach vorkommenden Indizes werden diese mit einem Komma getrennt. Falls der Index „dim“ für dimensionslose Größen verwendet wird, gelten die hier angegebenen Einheiten natürlich nicht.

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m ²	Querschnitt
APROS	-	Advanced Process Simulator
a	-	Konstante aus Gleichung (74)
BW	-	Berechnungsknoten der Wärmestruktur
CO ₂	-	Kohlenstoffdioxid
cp	J/(kgK)	Spezifische Wärmekapazität
D	mm	Durchmesser
D _h	m	Hydraulischer Durchmesser
E _H	J	Spezifische Helmholtz Energie
EP17	-	Section EP mit Kennziffer 17
e(t)	-	Regelabweichung
F	-	Reynoldszahlfunktion
Fr	-	Froudezahl
f _D	1/(kgm)	Druckabfallfaktor
f _{Null}	-	Ausgegebenener Wert eines PI-Reglers bei einer Regelabweichung von Null
f _O	-	Korrekturfaktor der Oberflächenrauigkeit
f _{Sk}	-	Skalierungsfaktor des PID-Reglers
G	kg/(m ² s)	Massenstromdichte
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m	Generelle Höhe bzw. Förderhöhe der Pumpe
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
KM	-	Konzentrationsmodul
K _v	m ³ /h	Von der Ventilstellung abhängiger Durchflusskoeffizient
K _{vs}	m ³ /h	Durchflusskoeffizient bei voll geöffnetem Ventil
K _{filter}	-	Filterkoeffizient des Reglers
K _{pr}	-	Proportionale Verstärkung des Reglers
K _R	-	Reibungskoeffizient

Symbol	Einheit	Beschreibung
k_t	s	Zeitkonstante des Filters der Messkomponenten
L	m	Länge
M	-	Messwert
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N	-	Aufzählung/Anzahl
n	1/min	Rotationsgeschwindigkeit
Pr	-	Prandtlzahl
p	bar	Druck
Q'	W/m ³	Wärmestrom pro Volumeneinheit
Q	W	Wärmestrom
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
R	kJ/(kgK)	Spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl
Rv	-	Strömungswiderstandskoeffizient
r	mm	Radius
S	kg/(ms)	Quellterm
Su	-	Suppression Faktor in Gleichung (46)
T	°C	Temperatur
TB	-	Thermohydraulischer Berechnungsknoten
TD	s	Vorhaltzeit
TP	s	Periode
TN	s	Nachstellzeit
t	s	Zeit bzw. Zeitschritt
u	J/kg	Spezifische Energie
u(t)	-	Führungsgröße
V	m ³ /s	Volumenstrom
VTT	-	Technisches Forschungszentrum Finnland
v	m/s od. m ³ /kg	Strömungsgeschwindigkeit od. spezifisches Volumen
We	-	Weberzahl
WM	-	Wärmeübergangsmodul
w(t)	-	Sollwert
x	-	Dampfziffer – Massenanteil des Dampfes
Z _{Sh}	-	Korrelationsparameter von Shah
z	m	Koordinate zur Beschreibung des Fluidstroms
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient

Symbol	Einheit	Beschreibung
β	-	Glättungskoeffizient der standardmäßigen Berechnung der Kondensation definiert in Gleichung (74)
Γ	kg/(ms)	Massenstrom pro Längeneinheit
Δ	-	Differenz
δ	m	Dicke
ε	-	Volumenanteil des Dampfes
θ	°	Winkel für die Gleichung von Thome et al. der den Flüssigkeitsring von dem Kondensationsfilm trennt
κ	1/Pa	Adiabate Kompressibilität
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
μ	kg/(ms)	Dynamische Viskosität
ξ	-	Widerstandsbeiwert
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung
τ_r	-	Inverse reduzierte Temperatur
Φ	°	Winkel zur Berechnung des multiplikativen Faktors in Gleichung (35), dargestellt in Abbildung 11
Φ_H	-	Dimensionslose Helmholtz Energie

Index	Beschreibung
A	APROS
Ak	Gleichung von Akers et al.
Abtast	Abtastzeit
a	Außen
aus	Größe am Austritt
BW	Berechnungsknoten der Wärmestruktur
c	Charakteristische Größe
DB	Gleichung von Dittus und Boelter
d	Dampfphase
di	Differenzierender Teil des Reglers
dim	Dimensionslos
E	Energie
ein	Eintretende Größe
F	Flüssige Phase im Zweiphasengemisch
f	Flüssige Phase

Index	Beschreibung
film	Flüssigkeitsfilm/Flüssigkeitsschicht
filter	Gefilterter Wert
G	Grenzschicht
I	Impuls
i	Innen
in	Integraler Teil des Reglers
Kon	Kondensation
ko	Konvektiv
krit	Kritische bzw. maximale Werte
lam	Laminar
M	Masse
MP	Mittelpunkt
Ma	Mantel eines Wärmetauschers
max	Maximal
mix	Mischzone
N	Anzahl an Rohren
Nom	Nominal
Nu	Nusselt
P	Flüssigkeitspegel
PT	Phasentrennung
pr	Proportionaler Teil des Reglers
Ro	Rohr
r	Reduzierte Größe
S	Sättigung
Sch	Schichtenströmung
Schg	Gewellte Schichtenströmung
Sh	Gleichungssystem von Shah
TB	Thermohydraulischer Berechnungsknoten
Th	Gleichungssystem von Thome et al.
tur	Turbulent
Um	Umlenkeblech
V	Verdampfung
VE	Eingang einer Verzweigung
Ve	Ventil
Verlust	Verlustwert
W	Wasser

Index	Beschreibung
Wa	Wand

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Grenzwerte mit denen die Korrelation nach Shah, für die in [8] angeführten Fluide getestet wurde	13
Tabelle 2: Parameter der selbstdefinierten Flüssigkeiten und des Ethylenglykols.....	32
Tabelle 3: Werte von K_{pr} , TN und TD der PID-Regler.....	36
Tabelle 4: Feinheitgrad der Diskretisierung und Strömungsrichtung der Wärmetauscher	38
Tabelle 5: Geometrische Daten, sowie die gesteigerten Effizienzen der Kühler und Kondensatoren des Modells.....	40
Tabelle 6: Gegenüberstellung der realen und notwendigen Definition der geometrischen Daten des Verdampfers.....	41
Tabelle 7: Relative Rauigkeiten und Widerstandsbeiwerte der Wärmeüberträger	44
Tabelle 8: Geometrische Definition und Effizienzen der Pumpe und des Motors.....	46
Tabelle 9: Geometrische Definitionen der Ventile.....	51
Tabelle 10: globale Randwerte des Modells	53
Tabelle 11: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube bei Cooling mit Kühlmischung und Section EP ...	67
Tabelle 12: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube bei Cooling mit reinem Wasser und Section EP..	67
Tabelle 13: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit Kühlmischung und Section EP	70
Tabelle 14: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit reinem Wasser und Section EP	71
Tabelle 15: Vergleich der Ergebnisse der Test-Tube mit reinem Wasser und Section RP	72
Tabelle 16: Vergleich der Ergebnisse des Precoolers mit reinem Wasser und Section RP	73
Tabelle 17: Verlauf der Dampffziffern x in der Test-Tube der Experimente des Kondensierens bei voreingestellter Berechnung, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar	75
Tabelle 18: Verlauf der Dampffziffern x in der Test-Tube der Experimente des Kondensierens bei voreingestellter Berechnung, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar	75
Tabelle 19: Verlauf der Dampffziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar.....	80
Tabelle 20: Verlauf der Dampffziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 63 bar.....	80
Tabelle 21: Verlauf der Dampffziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar	83
Tabelle 22: Verlauf der Dampffziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar.....	85
Tabelle 23: Verlauf der Dampffziffern x der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO_2 für 66 bar	87
Tabelle 24: Cooling mit reinem Wasser bei 66 bar mit Section EP	124
Tabelle 25: Cooling mit reinem Wasser bei 63 bar mit Section EP	124
Tabelle 26: Cooling mit Kühlmischung bei 66 bar und Section EP	125
Tabelle 27: Cooling mit Kühlmischung bei 63 bar und Section EP	125
Tabelle 28: Cooling mit Wasser bei 66 bar und Section RP.....	126

Tabelle 29: Cooling mit Wasser bei 63 bar und Section RP.....	126
Tabelle 30: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,1 kg/s	127
Tabelle 31: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,2 kg/s	127
Tabelle 32: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,3 kg/s	128
Tabelle 33: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,4 kg/s	128
Tabelle 34: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,1 kg/s	129
Tabelle 35: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,2 kg/s	129
Tabelle 36: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,3 kg/s	130
Tabelle 37: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,4 kg/s	130
Tabelle 38: Condensing mit Gleichung (1) von Akers et al. bei 63bar mit Mischparametern der Simulation.....	131
Tabelle 39: Condensing mit Gleichung (1) von Akers et al. bei 66 bar mit Mischparametern der Simulation.....	132
Tabelle 40: Condensing mit Gleichung (3) von Thome et al. bei 66 bar mit Sättigungsparametern ..	132
Tabelle 41: Condensing mit Gleichung (3) von Thome et al. bei 66 bar mit Mischparametern der Simulation.....	133
Tabelle 42: Condensing mit Gleichungssystem von Shah bei 66 bar mit Sättigungsparametern.....	134

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Schaltbild der realen Anlage	3
Abbildung 2. Globale Wärmedurchgangskoeffizienten beim Kondensieren [2].....	5
Abbildung 3: CO ₂ -seitige Wärmeübergangskoeffizienten beim Kondensieren [2]	5
Abbildung 4: Wärmeübergangskoeffizienten in [3] für glatte und gerippte Rohre bei verschiedenen Sättigungstemperaturen und Massenstromdichten beim Kondensieren.....	6
Abbildung 5: Wärmeübergangskoeffizient bei Massenstromdichte von 150 kg/(m ² s), 10 kW/m ² , 60 (linkes Bild) und 70 bar (rechtes Bild) [5]	7
Abbildung 6: Geometrien der Schichtenströmungen und Wärmeübergangskoeffizienten für die Korrelation nach Thome et al. [6]	9
Abbildung 7: Vergleich experimenteller und mit Gleichung (1) und (3) berechneter Werte für α bei einer Dampfciffer von 0,6 und einer Massenstromdichte von 360 kg/(m ² s) [2]	13
Abbildung 8: Vergleich der Korrelation von Shah mit einem Datensatz von CO ₂ bei Massenstromdichten von 800 kg/m ² und einer Sättigungstemperatur von 20 °C [11].....	16
Abbildung 9: Vergleich der Korrelation von Shah mit einem Datensatz von CO ₂ bei Massenstromdichten von 800 kg/m ² und einer Sättigungstemperatur von 27,8 °C [8].....	16
Abbildung 10: Streuung des Kondensats an horizontalen Rohren in einem Bündel bei höheren Reynoldszahlen [12]	17
Abbildung 11: Winkel für die Berechnung des multiplikativen Faktors bei laminarer Kondensation in einem horizontalen Rohr [13, S. 461].....	19
Abbildung 12: Diskretisierung einer Rohr- und Wärmetauscherkomponente, die über einen „Point“ verbunden sind.....	27
Abbildung 13: Beispielhafter Regelkreis bei Manipulation durch Randwert	34
Abbildung 14: Beispielhafter Regelkreis bei Manipulation mithilfe eines Aktuators	34
Abbildung 15: Dimensionierung des Precoolers, Schluss-Kondensators sowie Unterkühlers.....	39
Abbildung 16: Widerstandsbeiwert idealer quenumströmter Rohre mit versetzter Anordnung in Abhängigkeit der Reynoldszahl [33].....	42
Abbildung 17: Widerstandsbeiwert für scharfkantige Rohre bei Eintritt in Rohrbündel [33]	43
Abbildung 18: Widerstandsbeiwert bei gebogenen Rohren [33]	43

Abbildung 19: Widerstandsbeiwert bei Eintritt in ein T-Stück mit einseitigem Blindflansch [33].....	43
Abbildung 20: Informationsflüsse der Berechnungskomponenten der „Basic-Pump“.....	45
Abbildung 21: Phasentrennung in einem thermohydraulischen Knoten.....	47
Abbildung 22: Ausschnitt des Innenlebens eines Tanks nach der zweiten Methode mit Berechnungsknoten und Verbindungen	48
Abbildung 23: Berechnungslevel und Informationsfluss der Ventilkomponente	49
Abbildung 24: Lineare Kennlinie der Ventile.....	50
Abbildung 25: Diagramm der Mischparameter des Berechnungsknotens 51 der Test-Tube.....	55
Abbildung 26: Beispielhaft Automatisierung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Gleichung (38)	59
Abbildung 27: Beispielhafte SCL-Code basierte Benutzerkomponente für die Dittus- Boelter Beziehung nach Gleichung (38).....	60
Abbildung 28: Grenzbedingungen der Gleichung nach Thome et al. für 66 und 63 bar	62
Abbildung 29: Grenzbedingungen des Gleichungssystems von Shah für einen Sättigungsdruck von 63 bar	63
Abbildung 30: Grenzbedingungen des Gleichungssystems von Shah für einen Sättigungsdruck von 66 bar	63
Abbildung 31: Die benötigte Anzahl an Benutzer- und Übertragungskomponenten zur Manipulation der Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube	64
Abbildung 32: Vergleich der Anzahl der notwendigen Berechnungskomponenten zur Manipulation des Wärmeübergangskoeffizienten des Precoolers und der Test-Tube mit dem gesamten Prozess...	65
Abbildung 33: Unterschiede der Austrittstemperaturen des CO ₂ aus der Test-Tube für beide Druckniveaus mit Kühlmischung	68
Abbildung 34: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube vom Massenstrom und der Eintrittstemperatur des CO ₂ , bei 66 bar Druck mit der Kühlmischung.....	69
Abbildung 35: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube vom Massenstrom und der Eintrittstemperatur des CO ₂ bei 63 bar Druck mit der Kühlmischung.....	69
Abbildung 36: Vergleich des gesamten Wärmestroms beim Kühlen in der Test-Tube mit reinem Wasser und der Kühlmischung bei 66 bar.....	70
Abbildung 37: Die notwendigen Massenströme des Kühlmittels des Precoolers zum Kühlen der geforderten Temperaturdifferenzen und die dadurch entstehenden Wärmeströme bei 66 bar	71
Abbildung 38: Die notwendigen Massenströme des Kühlmittels des Precoolers zum Kühlen der geforderten Temperaturdifferenzen und die dadurch entstehenden Wärmeströme bei 63 bar	72
Abbildung 39: Der Druck am Eingang der Test-Tube über den Ablauf der Simulation.....	73
Abbildung 40: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, in Abhängigkeit des CO ₂ -Massenstroms über der gemittelten Dampfziffer, beim Kondensieren mit voreingestellter Berechnung bei 66 bar.....	76
Abbildung 41: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube in Abhängigkeit des CO ₂ -Massenstroms über der gemittelten Dampfziffer beim Kondensieren mit voreingestellter Berechnung bei 66 bar ..	77
Abbildung 42: Verlauf der Dampfziffer bei 66 bar, über der Simulationszeit, am Ein- und Ausgang der Test-Tube bei voreingestellter Berechnung	77
Abbildung 43: Benötigte Massenstrom des Kühlmittels beim Precooler über der Dampfziffer am Ausgang, in Abhängigkeit des CO ₂ -Massenstroms bei voreingestellter Berechnung und 66 bar.....	78
Abbildung 44: Wärmeübergangskoeffizient des Precoolers über der Dampfziffer am Austritt in Abhängigkeit des CO ₂ -Massenstroms bei voreingestellter Berechnung und 66 bar	79
Abbildung 45: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 63 bar.....	81

Abbildung 46: Wärmeübergangskoeffizient der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	81
Abbildung 47: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 63 bar.....	82
Abbildung 48: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	82
Abbildung 49: Vergleich der Wärmeströme und Wärmeübergangskoeffizienten bei einem CO ₂ -Massenstrom von 0,3 kg/s für beide Sättigungsdrücke bei Berechnung mit Gleichung (1) von Akers et al. mit Mischparametern.....	83
Abbildung 50: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	84
Abbildung 51: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	84
Abbildung 52: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Mischwerten, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	85
Abbildung 53: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit Gleichung (3) von Thome et al. mit Mischparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	86
Abbildung 54: Wärmeübergangskoeffizienten der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	87
Abbildung 55: Abgeführter Wärmestrom der Test-Tube, der Experimente des Kondensierens mit dem Gleichungssystem von Shah mit Sättigungsparametern, in Abhängigkeit der Massenströme des CO ₂ für 66 bar.....	88
Abbildung 56: Vergleich der Korrelationen bei einem CO ₂ -Massenstrom von 0,3 kg/s und einem Sättigungsdruck von 66 bar.....	88
Abbildung 57: Benötigte Zeitspanne zur Regelung des CO ₂ -Massenstroms und Demonstration der Druckerhöhungen.....	89

Codes für den Ablauf der Experimente

Cooling 66 bar mit Kühlmittelmischung

```
//zum ablesen: runFromFile "C:\Users\lpbukovca\Documents\Cooling 66 bar Mischung.txt"
```

```
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen
```

```
reset ()
```

```
//laden des Speicherstands
```

```
aloadIC "10.01 66 bar Cooling Start W+G"
```

```
//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
```

```
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30
```

```
//Einstellen der Effizienzen des Precoolers
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 100
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 100
```

```
//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
```

```
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0.35)
```

```
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 0.65)
```

```
//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
```

```
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
```

```
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT06" "ACT_DEVICE_NAME"
```

```
//Textfiles erstellen
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Cooling_66bar_WG.txt")
```

```
amodi "TTUBECOOL" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Cooling_66bar_WG.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Cooling_66bar_WG.txt")
```

```
//Öffnen der Datenübertragung
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBECOOL"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,1 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1
```

```
step 180
```

```
//Anpassen der Temperaturen
```

```
amodi "SP13" "SP_VALUE" 140
```

```
amodi "SP06" "SP_VALUE" 60
```

```
step 1200
```

```
//Anpassen der Temperaturen auf 180 °C
```

```
amodi "SP13" "SP_VALUE" 180
```

```
amodi "SP06" "SP_VALUE" 180
```

```
step 600
```

```
//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten
```

```
amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.95
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2
```

```
step 800
```

```
//Anpassen der Temperaturen  
amodi "SP06" "SP_VALUE" 80  
step 500
```

```
//Anpassen der Temperaturen auf 174 °C  
amodi "SP13" "SP_VALUE" 174  
amodi "SP06" "SP_VALUE" 174  
step 600
```

```
//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten  
amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.85  
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen  
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3  
step 800
```

```
//Anpassen der Temperaturen  
amodi "SP06" "SP_VALUE" 80  
step 900
```

```
//Anpassen der Temperaturen auf 162 °C  
amodi "SP13" "SP_VALUE" 162  
amodi "SP06" "SP_VALUE" 162  
step 600
```

```
//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten  
amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.72  
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen  
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4  
step 800
```

```
//Anpassen der Temperaturen  
amodi "SP06" "SP_VALUE" 80  
step 1000
```

```
//Schließen der Datenübertragung  
aexec "lo close PRECOOLER"  
aexec "lo close TTUBECOOL"  
aexec "lo close OTHER"
```

Cooling 63 bar mit Kühlmittelmischung

```
//zum ablesen: runFromFile "C:\\Users\\pbukovca\\Documents\\Cooling 63 bar Mischung.txt"
```

```
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen  
reset ()
```

```
//laden des Speicherstands
aloadIC "10.01 63 bar Cooling Start W+G"

//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30

//Einstellen der Effizienzen des Precoolers
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 100
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 100

//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0.35)
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 0.65)

//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT06" "ACT_DEVICE_NAME"

//Textfiles erstellen
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Cooling_63bar_WG.txt")
amodi "TTUBECOOL" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Cooling_63bar_WG.txt")
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Cooling_63bar_WG.txt")

//Öffnen der Datenübertragung
aexec "lo open PRECOOLER"
aexec "lo open TTUBECOOL"
aexec "lo open OTHER"

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,1 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1
step 180

//Anpassen der Temperaturen
amodi "SP13" "SP_VALUE" 140
amodi "SP06" "SP_VALUE" 60
step 500

//Anpassen der Temperaturen auf 180 °C
amodi "SP13" "SP_VALUE" 180
amodi "SP06" "SP_VALUE" 180
step 600
```

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.95

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2

step 800

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 400

//Anpassen der Temperaturen auf 175 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 175

amodi "SP06" "SP_VALUE" 175

step 600

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.85

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3

step 800

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 1100

//Anpassen der Temperaturen auf 163 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 163

amodi "SP06" "SP_VALUE" 163

step 600

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.72

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4

step 800

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 1000

//Schließen der Datenübertragung

```
aexec "lo close PRECOOLER"
```

```
aexec "lo close TTUBECOOOL"
```

```
aexec "lo close OTHER"
```

Cooling 66 bar mit Wasser als Kühlmittel

```
//zum ablesen: runFromFile "C:\\Users\\pbukovca\\Documents\\Cooling 66 bar Wasser.txt"
```

```
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen
```

```
//reset ()
```

```
//laden des Speicherstands
```

```
aloadIC "10.01 66 bar Cooling Start"
```

```
//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
```

```
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30
```

```
//Einstellen der Effizienzen des Precoolers
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 100
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 100
```

```
//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
```

```
for point (lmodule -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0)
```

```
for point (lmodule -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 1)
```

```
//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
```

```
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
```

```
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT06" "ACT_DEVICE_NAME"
```

```
//Textfiles erstellen
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Cooling_66bar.txt")
```

```
amodi "TTUBECOOOL" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Cooling_66bar.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Cooling_66bar.txt")
```

```
//Öffnen der Datenübertragung
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBECOOOL"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,1 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1
```

```
step 300
```

```
//Anpassen der Temperaturen
```

```
amodi "SP13" "SP_VALUE" 140
```

```
amodi "SP06" "SP_VALUE" 60
```

```
step 1200
```

//Anpassen der Temperaturen auf 180 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 180

amodi "SP06" "SP_VALUE" 180

step 600

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.94

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2

step 800

//Anpassen der Temperaturen

//amodi "SP06" "SP_VALUE" 100

//step 30

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 500

//Anpassen der Temperaturen auf 180 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 180

amodi "SP06" "SP_VALUE" 180

step 600

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.83

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3

step 1000

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 900

//Anpassen der Temperaturen auf 168 °C

//180 wird nicht gemacht wegen der hohen Temperatur

amodi "SP13" "SP_VALUE" 168

amodi "SP06" "SP_VALUE" 168

step 600

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.7

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4
step 2000
```

```
//Anpassen der Temperaturen
amodi "SP06" "SP_VALUE" 80
step 1500
```

```
//Schließen der Datenübertragung
aexec "Io close PRECOOLER"
aexec "Io close TTUBECOOOL"
aexec "Io close OTHER"
```

Cooling 63 bar mit Wasser als Kühlmittel

```
//zum ablesen: runFromFile "C:\\Users\\pbukovca\\Documents\\Cooling 63 bar Wasser.txt"
```

```
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen
```

```
reset ()
```

```
//Laden des Speicherstands
```

```
aloadIC "10.01 63 bar Cooling Start"
```

```
//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
```

```
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30
```

```
//Einstellen der Effizienzen des Precoolers
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 100
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 100
```

```
//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
```

```
for point (module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0)
```

```
for point (module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 1)
```

```
//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
```

```
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
```

```
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT06" "ACT_DEVICE_NAME"
```

```
//Textfiles erstellen
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Cooling_63bar.txt")
```

```
amodi "TTUBECOOOL" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Cooling_63bar.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Cooling_63bar.txt")
```

```
//Öffnen der Datenübertragung
```

```
aexec "Io open PRECOOLER"
```

```
aexec "Io open TTUBECOOOL"
```

```
aexec "Io open OTHER"
```

//Auf 0.1 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1

//zeitschritt in Sekunden

step 300

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP13" "SP_VALUE" 140

amodi "SP06" "SP_VALUE" 60

step 500

//Anpassen der Temperaturen auf auf 180 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 180

amodi "SP06" "SP_VALUE" 180

step 500

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.94

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2

step 800

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 400

//Anpassen der Temperaturen auf 180 °C

amodi "SP13" "SP_VALUE" 180

amodi "SP06" "SP_VALUE" 180

step 700

//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten

amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.83

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen

amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3

step 800

//Anpassen der Temperaturen

amodi "SP06" "SP_VALUE" 80

step 1100

```
//Anpassen der Temperaturen auf 168 °C
amodi "SP13" "SP_VALUE" 168
amodi "SP06" "SP_VALUE" 168
step 1200
```

```
//Anpassen der Temperatur nach Schluss-Kondensator, um den gewollten Druck zu halten
amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.7
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4
step 800
```

```
//Anpassen der Temperaturen
amodi "SP06" "SP_VALUE" 80
step 1500
```

```
//Schließen der Datenübertragung
aexec "Io close PRECOOLER"
aexec "Io close TTUBECOOOL"
aexec "Io close OTHER"
```

Condensing 66 bar mit Kühlmittelmischung

```
//zum ablesen: runFromFile "C:\\Users\\pbukovca\\Documents\\Condensing 66 bar Mischung.txt"
```

```
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen
```

```
reset ()
```

```
// laden des Speicherstands
```

```
aloadIC "18.08 condensing 0.1 kg/s"
```

```
//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
```

```
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30
```

```
//Einstellen der Effizienzen des Precoolers
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 250
```

```
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 250
```

```
//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
```

```
for point (I module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0.35)
```

```
for point (I module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 0.65)
```

```
//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
```

```
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
```

```
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT16" "ACT_DEVICE_NAME"
```

```
//Textfiles umbenennen für 0.1 kg/s
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_01kgs_66_WG.txt")
```

```
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_01kgs_66_WG.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_01kgs_66_WG.txt")
```

```
//Übertragung der Daten öffnen, momentan 3 verschiedene Files
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBE"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,1 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1
```

```
step 180
```

```
//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
```

```
paramd = [0.93,0.85,0.76,0.66,0.55,0.43,0.3,0.18]
```

```
for[0..length paramd-1](\i-> do
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd[i]
```

```
step 1000)
```

```
//Zurückbringen auf mass fraction von ~1
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
```

```
step 1000
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
```

```
step 1000
```

```
// Übertragung der Daten schließen
```

```
aexec "lo close PRECOOLER"
```

```
aexec "lo close TTUBE"
```

```
aexec "lo close OTHER"
```

```
//Textfiles umbenennen für 0.2 kg/s
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_02kgs_66_WG.txt")
```

```
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_02kgs_66_WG.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_02kgs_66_WG.txt")
```

```
//Übertragung der Daten öffnen
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBE"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2
```

```
step 1000
```

```
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler
```

```

amodi "SP13" "SP_VALUE" 35
step 1200

//Näher an den den Wert der massfraction von ~1 bringen
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
step 500

//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
paramd = [0.96,0.92,0.87,0.82,0.77,0.71,0.65,0.58,0.5,0.42,0.33,0.23,0.14]
for[0..length paramd-1](i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!i)
step 1000)

//Zurückbringen auf mass fraction von ~1
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
step 1000
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
step 1000

// Übertragung der Daten schließen
aexec "lo close PRECOOLER"
aexec "lo close TTUBE"
aexec "lo close OTHER"

//Textfiles umbenennen für 0.3 kg/s
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_03kgs_66_WG.txt")
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_03kgs_66_WG.txt")
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_03kgs_66_WG.txt")

//Übertragung der Daten öffnen
aexec "lo open PRECOOLER"
aexec "lo open TTUBE"
aexec "lo open OTHER"

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3
step 1500

//Näher an den den wert der massfraction von ~1 bringen
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
step 200

//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
paramd = [0.97,0.94,0.91,0.88,0.84,0.8,0.76,0.71,0.66,0.6,0.54,0.47]
for[0..length paramd-1](i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!i)

```

```

step 1200)
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler um den Massenstrom unter 1,7 kg/s zu halten
amodi "SP13" "SP_VALUE" 28
step 1200
//Durchfahren der übrig gebliebenen Dampfziffern
paramd = [0.4,0.33,0.26,0.17]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!\i)
step 1200)
//Zurückbringen auf mass fraction von ~1 und Eintrittstemperatur von 35 °C
amodi "SP13" "SP_VALUE" 35
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
step 1000
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
step 1000

// Übertragung der Daten schließen
aexec "lo close PRECOOLER"
aexec "lo close TTUBE"
aexec "lo close OTHER"

//Textfiles umbenennen für 0.4 kg/s
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_04kgs_66_WG.txt")
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_04kgs_66_WG.txt")
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_04kgs_66_WG.txt")

//Übertragung der Daten öffnen
aexec "lo open PRECOOLER"
aexec "lo open TTUBE"
aexec "lo open OTHER"

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4
//Einstellen der Temperatur nach Schluss-Kondensator um den Druck auf 66 bar zu halten
amodi "SP11" "SP_VALUE" 25.92
step 1500
//Näher an den den wert der massfraction von ~1 bringen
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
step 200
//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern

```

```

paramd = [0.98,0.96,0.94,0.92,0.9,0.87,0.84,0.8,0.77,0.73,0.69,0.65]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!i)
step 1200)
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler um den Massenstrom unter 1,7 kg/s zu halten
amodi "SP13" "SP_VALUE" 28
step 1500
//Durchfahren der übrig gebliebenen Dampfciffern
paramd = [0.61,0.56,0.51,0.46,0.4]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!i)
step 1200)

//schließen der textfiles
aexec "lo close PRECOOLER"
aexec "lo close TTUBE"
aexec "lo close OTHER"

```

Condensing 63 bar mit Kühlmittelmischung

```

//zum ablesen: runFromFile "C:\Users\lpbukovca\Documents\Condensing 63 bar Mischung.txt"
//Löscht alle vorher in der Konsole definierten Variablen
reset ()
// laden des Speicherstands
aloadIC "18.08 condensing 0.1 kg/s 63"
//Einstellen der gewollten Geschwindigkeit
amodi "SPEED" "SC_SPEED" 30

//Einstellen der Effizienzen des Preecoolers
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_1_2" 250
amodi "TUH02" "HE11_HT_EFFICIENCY_3_4" 250

//Einstellen der Zusammensetzung des Kühlmittels
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(17)" 0.35)
for point (\module -> amodi module "EP_CONCENTRATION(18)" 0.65)

//Erstellen und löschen der Verbindungen zu den Automationen
amodi "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "NULL"
aconnect "COV07" "SelfCONTROL_VALVE" "ACT16" "ACT_DEVICE_NAME"

//Textfiles umbenennen für 0.1 kg/s
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_01kgs_63_WG.txt")
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_01kgs_63_WG.txt")

```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_01kgs_63_WG.txt")
```

```
//Übertragung der Daten öffnen, momentan 3 verschiedene Files
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBE"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,1 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.1
```

```
step 180
```

```
//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
```

```
paramd = [0.94,0.88,0.82,0.76,0.69,0.62,0.54,0.46,0.37,0.27,0.17,0.13]
```

```
for[0..length paramd-1](i-> do
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd[i]
```

```
step 1000)
```

```
//Zurückbringen auf mass fraction von ~1
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
```

```
step 1200
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
```

```
step 1200
```

```
// Übertragung der Daten schließen
```

```
aexec "lo close PRECOOLER"
```

```
aexec "lo close TTUBE"
```

```
aexec "lo close OTHER"
```

```
//Textfiles umbenennen für 0.2 kg/s
```

```
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_02kgs_63_WG.txt")
```

```
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_02kgs_63_WG.txt")
```

```
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_02kgs_63_WG.txt")
```

```
//Übertragung der Daten öffnen
```

```
aexec "lo open PRECOOLER"
```

```
aexec "lo open TTUBE"
```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,2 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.2
```

```
step 1000
```

```
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler
```

```

amodi "SP13" "SP_VALUE" 35
step 1200
//Näher an den den wert der massfraction von ~1 bringen
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
step 500
//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
paramd = [0.97,0.94,0.91,0.88,0.85,0.81,0.77,0.73,0.69,0.65,0.6,0.55,0.5,0.45,0.39,0.33]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!\i)
step 1000)
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler um den Massenstrom unter 1,7 kg/s zu halten
amodi "SP13" "SP_VALUE" 28
step 1200
//Durchfahren der übrigen Dampfziffern
paramd = [0.26,0.19,0.11]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!\i)
step 1000)
//Zurückbringen auf mass fraction von ~1 und Eintrittstemperatur von 35 °C
amodi "SP13" "SP_VALUE" 35
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
step 1200
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
step 1200

// Übertragung der Daten schließen
aexec "lo close PRECOOLER"
aexec "lo close TTUBE"
aexec "lo close OTHER"

//Textfiles umbenennen für 0.3 kg/s
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_03kgs_63_WG.txt")
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_03kgs_63_WG.txt")
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_03kgs_63_WG.txt")

//Übertragung der Daten öffnen
aexec "lo open PRECOOLER"
aexec "lo open TTUBE"
aexec "lo open OTHER"

```

```

//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,3 kg/s stellen
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.3
step 1500

//Näher an den den wert der massfraction von ~1 bringen
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
step 500

//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
paramd = [0.98,0.96,0.94,0.92,0.9,0.88,0.86,0.83,0.8,0.77,0.74,0.71,0.67,0.64,0.6]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!\i)
step 1200)

// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler um den Massenstrom unter 1,7 kg/s zu halten
amodi "SP13" "SP_VALUE" 28
step 1200

//Durchfahren der übrigen Dampfziffern
paramd = [0.56,0.52,0.48,0.44,0.4]
for[0..length paramd-1](\i-> do
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd!\i)
step 1200)

//Zurückbringen auf mass fraction von ~1 und Eintrittstemperatur von 35 °C
amodi "SP13" "SP_VALUE" 35
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.5
step 1200
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.99
step 1200

// Übertragung der Daten schließen
aexec "lo close PRECOOLER"
aexec "lo close TTUBE"
aexec "lo close OTHER"

//Textfiles umbenennen für 0.4 kg/s
amodi "PRECOOLER" "IO_FILE_NAME" ("Precooler_Condensing_04kgs_63_WG.txt")
amodi "TTUBE" "IO_FILE_NAME" ("Testtube_Condensing_04kgs_63_WG.txt")
amodi "OTHER" "IO_FILE_NAME" ("Other_Condensing_04kgs_63_WG.txt")

//Übertragung der Daten öffnen
aexec "lo open PRECOOLER"
aexec "lo open TTUBE"

```

```
aexec "lo open OTHER"
```

```
//Das Pumpenmodul auf einen Massenstrom von 0,4 kg/s stellen
```

```
amodi "SP02" "SP_VALUE" 0.4
```

```
//Einstellen der Temperatur nach Schluss-Kondensator um den Druck auf 66 bar zu halten
```

```
amodi "SP11" "SP_VALUE" 23.9
```

```
step 1500
```

```
//Näher an den den wert der massfraction von ~1 bringen
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" 0.999
```

```
step 500
```

```
//Durchfahren der einzelnen Dampfziffern
```

```
paramd = [0.98,0.96,0.94,0.92,0.9,0.88,0.86,0.84,0.82,0.8,0.78,0.76]
```

```
for[0..length paramd-1](\i-> do
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd[i])
```

```
step 1200)
```

```
// Ändern der Eintrittstemperatur in den Preecooler um den Massenstrom unter 1,7 kg/s zu halten
```

```
amodi "SP13" "SP_VALUE" 28
```

```
step 1500
```

```
//Durchfahren der übrig gebliebenen Dampfziffern
```

```
paramd = [0.74,0.71,0.68,0.65,0.62,0.59]
```

```
for[0..length paramd-1](\i-> do
```

```
amodi "SP18" "SP_VALUE" (paramd[i])
```

```
step 1200)
```

```
//schließen der textfiles
```

```
aexec "lo close PRECOOLER"
```

```
aexec "lo close TTUBE"
```

```
aexec "lo close OTHER"
```

Code der Benutzerkomponenten des Precoolers

```
//---- Input aus dem Model
```

```
//Reynoldszahl
```

```
rn = REYNOLDS_NUMBER.ANALOG_VALUE
```

```
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
```

```
heatC = HEAT_CONDUCTIVITY.ANALOG_VALUE
```

```
//Dichte der Flüssigkeit [kg/m3]
```

```
densl = DENSITY_LIQ.ANALOG_VALUE
```

```
//Dichte des Dampfes [kg/m3]
```

```
densv = DENSITY_VAP.ANALOG_VALUE
```

```
//Massenanteil des Dampfes
```

```
x = VOID.ANALOG_VALUE
```

```
//Parameter, der angibt, ob das Programm mit der Standardmäßigen Berechnung agiert  
oder nicht
```

```
htcoeffgiv = HT_COEFF_GIV.ANALOG_VALUE
```

```
//Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
```

```

v = VELOCITY.ANALOG_VALUE
//Massenstrom [kg/s]
m = MASSFLOW.ANALOG_VALUE

//----- Sättigungswerte für Flüssigkeit bei 66 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_l66 = 10746.442
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_l66 = 54.132 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_l66 = 0.08363

//----- Sättigungswerte für Dampf bei 66 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_d66 = 15374.52
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_d66 = 21.33913 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_d66 = 0.05628

//----- Sättigungswerte für Flüssigkeit bei 63 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_l63 = 7792.529
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_l63 = 58.4201 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_l63 = 0.083523

//----- Sättigungswerte für Dampf bei 63 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_d63 = 10440.04
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_d63 = 20.0888 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_d63 = 0.04688

//----- zusätzliche Variablen

//reduzierter Druck
pr66 = 66 / 73.75
pr63 = 63 / 73.75
//Erdbeschleunigung
g = 9.81
//äußerer Durchmesser [m]
dq = 0.008
//Strömungsquerschnitt [m2]
aq = 4.53 * 10^(-3)
//Massenstromdichte [kg/sm2]
mass_flux = m / aq

// Reynoldszahlen für die flüssige Phase im Gemisch
rnlf66 = (mass_flux * (1 - x) * dq) / visck_l66
rnlf63 = (mass_flux * (1 - x) * dq) / visck_l63

```

```
//-----
//----Gleichung für die Kondensation an der Außenseite der Rohre

//---- Gleichung für Kondensation an den Außenseiten von Rohren für 66 bar

htc_a66 = (((((1.2 * rn^(-0.3))^4)+((0.052 * rn^0.2)^4))^(1 / 4)) * heatCk_l66) /
(((visck_l66^(2)) / (densl * (densl - densv) * g))^(1 / 3))

//---- Gleichung für Kondensation an den Außenseiten von Rohren für 63 bar

htc_a63 = (((((1.2 * rn^(-0.3))^4)+((0.052 * rn^0.2)^4))^(1 / 4)) * heatCk_l63) /
(((visck_l63^(2)) / (densl * (densl - densv) * g))^(1 / 3))

//-----Ausgabe manipulieren OUTPUT
//Bedingung zu welchem Zeitpunkt das Ergebnis übertragen werden darf und Ausgabe
des Ergebnisses
//Falls eine andere Gleichung verwendet werden soll, muss hier nur die bezügliche
Variable verändert werden, z.B. htc_a63

if htcoeffgiv == 1
then set.OUTPUT.HT_COEFFICIENT htc_a66
else ()
```

Code der Benutzerkomponenten der Test-Tube

```
//---- Input aus Model

//Reynoldszahl
rn = REYNOLDS_NUMBER.ANALOG_VALUE
//Prandtlzahl
pn = PRANDTL_NUMBER.ANALOG_VALUE
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatC = HEAT_CONDUCTIVITY.ANALOG_VALUE
//Dichte der Flüssigkeit [kg/m3]
densl = DENSITY_LIQ.ANALOG_VALUE
//Dichte des Dampfes [kg /m3]
densv = DENSITY_VAP.ANALOG_VALUE
//Massenanteil des Dampfes
x = VOID.ANALOG_VALUE
//Parameter der angibt ob das Programm mit der Standardmäßigen Berechnung agiert
oder nicht
htcoeffgiv = HT_COEFF_GIV.ANALOG_VALUE
//Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
v = VELOCITY.ANALOG_VALUE
//Massenstrom [kg/s]
m = MASSFLOW.ANALOG_VALUE
//Volumensanteil des Dampfes
e = VOID1.ANALOG_VALUE

//----- Sättigungswerte für Flüssigkeit bei 66 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_l66 = 10746.442
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_l66 = 54.132 * 10^(-6)
```

```

//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_166 = 0.08363

//----- Sättigungswerte für Dampf bei 66 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_d66 = 15374.52
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_d66 = 21.33913 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_d66 = 0.05628

//----- Sättigungswerte für Flüssigkeit bei 63 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_163 = 7792.529
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_163 = 58.4201 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_163 = 0.083523

//----- Sättigungswerte für Dampf bei 63 bar

//spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
speheatk_d63 = 10440.04
//dynamische Viskosität [kg/ms]
visck_d63 = 20.0888 * 10^(-6)
//Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
heatCk_d63 = 0.04688

//----- zusätzliche Variablen

//reduzierter Druck
pr66 = 66 / 73.75
pr63 = 63 / 73.75
//Erdbeschleunigung
g = 9.81
//Oberflächenspannung für 66 bar [N/m]
sig66 = 0.000441
//Oberflächenspannung für 63 bar [N/m]
sig63 = 0.0006811
//innerer Durchmesser [m]
dq = 0.021784
//Strömungsquerschnitt [m2]
aq = pi * (dq / 2)^2
//Massenstromdichte [kg/sm2]
mass_flux = m / aq

// Prandtlzahl der Flüssigkeiten
pn166 = (visck_166 * speheatk_166) / heatCk_166
pn163 = (visck_163 * speheatk_163) / heatCk_163

// Reynoldszahlen für reine Flüssigkeit
rn166 = (mass_flux * dq) / visck_166
rn163 = (mass_flux * dq) / visck_163

//Dicke einer Flüssigkeitsschicht für die Gleichung von Thome
dicke = (dq / 2) - sqrt((dq / 2)^2 - ((1 - e) * dq^2) / 4)

```

```

// Reynoldszahlen für Flüssigkeitsfilme und die flüssige Phase im Gemisch
rnlth66 = (4 * mass_flux * (1 - x) * dicke) / (visck_l66 * (1 - e))
rnlth63 = (4 * mass_flux * (1 - x) * dicke) / (visck_l63 * (1 - e))

// Reynoldszahlen für die flüssige Phase im Gemisch
rnlf66 = (mass_flux * (1 - x) * dq) / visck_l66
rnlf63 = (mass_flux * (1 - x) * dq) / visck_l63

//-----
//----- Gleichung von Akers et al.

//---- Berechnung der Gleichung von Akers mit Mischvariablen für 66 bar
htc_akers66 = 0.026 * (heatCk_l66 / dq) * pn166^(1 / 3) * rnl66^0.8 * ((x / (1 -
x)) * (densl / densv)^0.5 + 1)

//---- Berechnung der Gleichung von Akers mit Mischvariablen für 63 bar
htc_akers63 = 0.026 * (heatCk_l63 / dq) * pn163^(1 / 3) * rnl63^0.8 * ((x / (1 -
x)) * (densl / densv)^0.5 + 1)

//---- Berechnung der Gleichung von Akers mit Werten aus der Simulation
htc_akers = 0.026 * (heatC / dq) * pn^(1 / 3) * rn^0.8 * ((x / (1 - x)) * (densl /
densv)^0.5 + 1)

//-----
//----- Gleichung von Thome et al.

//---- Berechnung des Korrekturfaktors für Oberflächenrauigkeit
dv = (x * densl * (1 - e)) / (e * densv * (1 - x))

fo66 = 1 + dv^(1 / 2) * (((densl - densv) * g * dicke) / sig66)^(1 / 4)
fo63 = 1 + dv^(1 / 2) * (((densl - densv) * g * dicke) / sig63)^(1 / 4)

//---- Berechnung der Gleichung von Thome mit Mischvariablen für 66 bar
htc_thome66 = 0.003 * rnlth66^(0.74) * pn166^(0.5) * (heatCk_l66 / dicke) * fo66

//---- Berechnung der Gleichung von Thome mit Mischvariablen für 63 bar
htc_thome63 = 0.003 * rnlth63^(0.74) * pn163^(0.5) * (heatCk_l63 / dicke) * fo63

//---- Berechnung der Gleichung von Thome mit Mischwerten
htc_thome = 0.003 * rn^(0.74) * pn^(0.5) * (heatC / dicke)

//-----
//----- Gleichung von Shah

//---- Berechnung der Gleichung von Shah bei 66 bar
htc_sh66 = htc_shf66 * (visck_l66 / (14 * visck_d66))^(0.0058 + (0.557 * pr66)) *
((1 - x)^0.8 + ((3.8 * x^0.76 * (1 - x)^0.04) / pr66^0.38))
htc_shf66 = 0.023 * rnl66^(0.8) * pn166^(0.4) * (heatCk_l66 / dq)

```

```

htc_shnu66 = 1.32 * rnlf66^(-1 / 3) * ((densl * (densl - densv) * g *
heatCk_166^(3)) / (visck_166^(2)))^(1 / 3)

//Mischzone
htc_shmix66 = htc_sh66 + htc_shnu66

//---- Berechnung der Gleichung von Shah bei 63 bar

htc_sh63 = htc_shf63 * (visck_163 / (14 * visck_d63))^(0.0058 + (0.557 * pr63)) *
((1 - x)^0.8 + ((3.8 * x^0.76 * (1 - x)^0.04) / pr63^0.38))
htc_shf63 = 0.023 * rnl63^(0.8) * pnl63^(0.4) * (heatCk_163 / dq)

htc_shnu63 = 1.32 * rnlf63^(-1 / 3) * ((densl * (densl - densv) * g *
heatCk_163^(3)) / (visck_163^(2)))^(1 / 3)

//Mischzone
htc_shmix63 = htc_sh63 + htc_shnu63

//-----
-----

//-----Ausgabe manipulieren OUTPUT
// Bedingung zu welchem Zeitpunkt das Ergebnis übertragen werden darf und Ausgabe
des Ergebnisses
//Falls eine andere Gleichung verwendet werden soll, muss hier nur die bezügliche
variable verändert werden, z.B. htc_thome

if htcoeffgiv == 1
then set.OUTPUT.HT_COEFFICIENT htc_akers
else ()

```

Tabellen der Experimente

Table 24: Cooling mit reinem Wasser bei 66 bar mit Section EP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER				
Kühlmittel		CO ₂		CO ₂					Kühlmittel					Thermo-Öl				
Massenstrom	Wärmestrom	T _{Ein}	T _{Aus}	Druck	Massenstrom	Massenstromdichte	T _{Ein}	T _{Aus}	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Prandtlzahl Eingang	Prandtlzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig	Masse n-strom	T _{Ein}	T _{Aus}	Massenstrom	T _{Ein}
kg/s	kW	°C	°C	bar	kg/s	kg/(m ² s)	°C	°C	-	-	-	-	W/(m ² K)	kg/s	°C	°C	kg/s	°C
0,000	0,000	6	-	120	87,00	268,31	120	87,00	284813,08	301881,14	0,8605	0,9475	648,4269	6,98	6,98	4,0236	2,25	126,13
0,206	-10,071	6	17,66	60	46,72	536,62	60	46,72	313901,20	316340,72	1,1086	1,2827	739,7029	6,54	6,54	2,2055	2,25	146,39
0,000	0,000	6	-	180	134,48	804,93	180	134,48	511547,39	554178,80	0,7927	0,8371	1129,9187	8,46	8,46	10,2689	2,25	196,53
0,454	-23,533	6	18,37	80	63,34	804,93	80	63,34	610006,30	624428,43	0,9799	1,0809	1183,4694	7,12	7,12	4,6373	2,25	196,53
0,000	0,000	6	-	180	139,29	804,93	180	139,29	767687,68	824075,82	0,7930	0,8311	1565,8666	9,29	9,29	13,7440	2,25	206,93
1,607	-35,300	6	11,25	80	65,12	1073,24	80	65,12	915229,31	934698,31	0,9795	1,0660	1630,8611	7,48	7,48	6,1459	2,25	206,93
0,000	0,000	6	-	168	133,60	1073,24	168	133,60	1044806,70	1109959,76	0,8016	0,8386	1963,0164	9,72	9,72	15,5322	2,25	205,55
1,646	-41,702	6	12,05	80	66,36	1073,24	80	66,36	1220667,36	1244803,39	0,9792	1,0558	2047,5471	7,79	7,79	7,4305	2,25	205,55

Table 25: Cooling mit reinem Wasser bei 63 bar mit Section EP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER				
Kühlmittel		CO ₂		CO ₂					Kühlmittel					Thermo-Öl				
Massenstrom	Wärmestrom	T _{Ein}	T _{Aus}	Druck	Massenstrom	Massenstromdichte	T _{Ein}	T _{Aus}	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Prandtlzahl Eingang	Prandtlzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig	Masse n-strom	T _{Ein}	T _{Aus}	Massenstrom	T _{Ein}
kg/s	kW	°C	°C	bar	kg/s	kg/(m ² s)	°C	°C	-	-	-	-	W/(m ² K)	kg/s	°C	°C	kg/s	°C
0,000	0,000	6	-	120	86,84	268,31	120	86,84	285998,57	303748,78	0,8539	0,9356	642,1126	6,97	6,97	3,99	2,25	126,16
0,194	-9,897	6	18,16	60	46,52	536,62	60	46,52	317140,35	320979,18	1,0810	1,2357	719,0019	6,53	6,53	2,1454	2,25	146,43
0,000	0,000	6	-	180	134,34	804,93	180	134,34	513119,65	556464,65	0,7893	0,8314	1123,6031	8,45	8,45	10,2154	2,25	196,61
0,433	-23,247	6	18,81	80	63,16	804,93	80	63,16	615102,94	631403,66	0,9626	1,0548	1161,4327	7,10	7,10	4,5578	2,25	196,61
0,000	0,000	6	-	180	139,15	804,93	180	139,15	769761,37	827487,85	0,7892	0,8251	1555,7508	9,27	9,27	13,6665	2,25	207,09
1,485	-34,866	6	11,61	80	64,95	1073,24	80	64,95	922882,73	945052,47	0,9623	1,0413	1601,3015	7,46	7,46	6,0482	2,25	207,09
0,000	0,000	6	-	168	133,46	1073,24	168	133,46	1048134,78	1115024,52	0,7974	0,8323	1950,7927	9,70	9,70	15,4496	2,25	205,80
1,534	-41,164	6	12,41	80	66,20	1073,24	80	66,20	1230730,88	1258054,63	0,9622	1,0325	2011,4192	7,76	7,76	7,3203	2,25	205,80

Tabelle 26: Cooling mit Kühlmischung bei 66 bar und Section EP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER		
Kühlmittel		CO ₂		Druck bar	Massenstrom kg/s	Massenstrom- dichte kg/(m ² s)	T _{EN} °C	T _{AUS} °C	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Prandtzahl Eingang	Prandtzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig W/(m ² K)	Kühlmittel		insgesamter Wärmestrom kW
Wärme- strom kg/s	T _{EN} °C	T _{AUS} °C	T _{EN} °C											T _{AUS} °C	Massen- strom kg/s	
0,000	-	6	-	120	0,1	268,31	120	88,15	289411,37	305978,09	0,8614	0,9450	657,2582	7,13	7,13	3,9501
0,328	-10,093	6	14,71	60	0,2	536,62	60	47,21	313356,43	315554,04	1,1126	1,2813	740,9579	6,62	6,62	2,1301
0,000	-	6	-	180	0,3	804,93	180	136,67	510511,83	550609,00	0,7927	0,8341	1128,1599	8,77	8,77	9,7373
0,727	-23,337	6	15,15	80	0,4	1073,24	80	64,20	610155,31	623837,00	0,9799	1,0739	1181,6973	7,26	7,26	4,3817
0,000	-	6	-	174	0,1	268,31	174	137,37	774762,55	820666,22	0,7970	0,8332	1560,6532	9,51	9,51	12,3662
1,621	-33,295	6	11,81	174	0,2	536,62	80	66,44	915158,95	933498,84	0,9798	1,0590	1628,7489	7,63	7,63	5,7099
0,000	-	6	-	162	0,3	804,93	162	131,57	1055475,52	1113724,48	0,8066	0,8413	1959,3508	9,90	9,90	13,7598
1,671	-39,023	6	12,61	162	0,4	1073,24	80	67,47	1220599,36	1242983,92	0,9797	1,0489	2045,2888	7,94	7,94	6,8046

Tabelle 27: Cooling mit Kühlmischung bei 63 bar und Section EP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER		
Kühlmittel		CO ₂		Druck bar	Massenstrom kg/s	Massenstrom- dichte kg/(m ² s)	T _{EN} °C	T _{AUS} °C	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Prandtzahl Eingang	Prandtzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig W/(m ² K)	Kühlmittel		insgesamter Wärmestrom kW
Wärme- strom kg/s	T _{EN} °C	T _{AUS} °C	T _{EN} °C											T _{AUS} °C	Massen- strom kg/s	
0,000	-	6	-	120	0,1	268,31	120	87,79	286072,54	303310,41	0,8539	0,9321	641,9969	7,11	7,11	3,8611
0,306	-9,897	6	15,14	60	0,2	536,62	60	46,98	317218,52	321006,13	1,0809	1,2288	717,8325	6,60	6,60	2,0672
0,000	-	6	-	180	0,3	804,93	180	136,58	513176,16	554262,64	0,7893	0,8284	1124,3048	8,76	8,76	9,7082
0,693	-23,244	6	15,48	80	0,4	1073,24	80	64,01	615081,60	630611,97	0,9626	1,0483	1159,7929	7,24	7,24	4,3109
0,000	-	6	-	175	0,1	268,31	175	138,01	776445,37	829253,70	0,7926	0,8264	1553,6782	9,52	9,52	12,3926
1,652	-33,200	6	11,76	175	0,2	536,62	80	65,96	922834,74	943646,76	0,9622	1,0346	1598,9635	7,61	7,61	5,6242
0,000	-	6	-	163	0,3	804,93	163	132,22	1057452,00	1117612,64	0,8014	0,8340	1948,5457	9,91	9,91	13,7067
1,687	-38,929	6	12,53	163	0,4	1073,24	80	67,30	1230702,64	1256022,27	0,9621	1,0254	2008,4293	7,91	7,91	6,7102

Tabelle 28: Cooling mit Wasser bei 66 bar und Section RP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER	
Kühlmittel				CO ₂					Kühlmittel					Thermo-Öl	
Wärme- strom	T _{Ein}	T _{Aus}	T _{Ein}	T _{Ein}	T _{Aus}	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Pranditzahl Eingang	Pranditzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig	Massen- strom	T _{Ein}	T _{Aus}	Massen- strom	T _{Ein}
kg/s	°C	°C	°C	°C	°C					W/(m ² K)	kg/s	°C	°C	kg/s	°C
0,000	-	-	6	120	120	284815,2769	301759,5077	0,8609	0,9479	648,4542	0,1	120	6,9759	2,25	126,13
0,208	-10,089	6	17,56	140	60	46,76	315983,7091	1,1111	1,2671	741,3162	0,2	180	8,4577	2,25	146,40
0,000	-	-	6	180	180	134,44	510656,1333	0,7925	0,8368	1127,2863	0,3	174	7,1210	2,25	196,52
0,454	-23,523	6	18,38	180	80	63,37	610693,0333	0,9783	1,0795	1182,1627	0,4	162	9,2851	2,25	196,52
0,000	-	-	6	180	180	139,26	766982,2000	0,7925	0,8303	1562,3650	0,3	80	7,4802	2,25	206,89
1,605	-35,287	6	11,26	180	80	65,16	916241,6000	0,9783	1,0652	1629,9882	0,4	162	9,7138	2,25	206,89
0,000	-	-	6	168	168	133,58	1044851,1250	0,8011	0,8379	1961,1021	0,4	80	7,7863	2,25	205,54
1,645	-41,688	6	12,06	168	80	66,40	1221673,0000	0,9781	1,0553	2046,4279	0,4	80	7,7863	2,25	205,54

Tabelle 29: Cooling mit Wasser bei 63 bar und Section RP

PRECOOLER				TEST-TUBE										VERDAMPFER	
Kühlmittel				CO ₂					Kühlmittel					Thermo-Öl	
Wärme- strom	T _{Ein}	T _{Aus}	T _{Ein}	T _{Ein}	T _{Aus}	Reynoldszahl Eingang	Reynoldszahl Ausgang	Pranditzahl Eingang	Pranditzahl Ausgang	α - CO ₂ seitig	Massen- strom	T _{Ein}	T _{Aus}	Massen- strom	T _{Ein}
kg/s	°C	°C	°C	°C	°C					W/(m ² K)	kg/s	°C	°C	kg/s	°C
0,000	-	-	6	120	120	286104,63	303934,27	0,8536	0,9348	641,8853	0,1	120	6,97	2,25	126,18
0,195	-9,889	6	18,136	140	60	46,52	317296,83	1,0807	1,2342	718,4993	0,2	180	8,45	2,25	146,43
0,000	-	-	6	180	180	134,30	511928,88	0,7893	0,8314	1121,4454	0,3	174	7,10	2,25	196,62
0,434	-23,250	6	18,783	180	80	63,18	615342,15	0,9624	1,0548	1161,5115	0,4	162	9,27	2,25	196,62
0,000	-	-	6	180	180	139,15	769061,18	0,7894	0,8253	1555,0883	0,3	80	7,46	2,25	207,05
1,494	-34,890	6	11,581	180	80	64,99	922788,10	0,9628	1,0426	1602,6400	0,4	162	9,70	2,25	207,05
0,000	-	-	6	168	168	133,46	1047639,67	0,7975	0,8324	1950,3785	0,4	80	7,76	2,25	205,75
1,542	-41,184	6	12,383	168	80	66,23	1230865,00	0,9624	1,0312	2012,2988	0,4	80	7,76	2,25	205,75

Tabelle 30: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,1 kg/s

PRECOOLER										TEST-TUBE									
Kühlmittel					CO2					CO2					Kühlmittel				
Massenstrom	Taus	Tein	Taus	Twand	α	Tein	Taus	Twand	α	Massenstrom	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	insgesamter Wärmestrom
kg/s	°C	°C	°C	°C	W/(m²K)	°C	°C	°C	W/(m²K)	kg/s	-	-	-	W/(m²K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
0,105244	25,42565			27,45959	787,4793						1	0,93	0,985	617,33345	8,38849				0,76850965
0,125676	24,02981			26,39907	881,8621					0,93	0,85	0,85	0,89	681,8137	8,99194				0,8386237
0,150715	22,60975			25,24171	961,3036					0,85	0,76	0,76	0,805	761,6529	8,853663				0,92321365
0,18135	21,24927			24,04099	1027,211					0,76	0,66	0,66	0,71	858,63375	9,15413475				1,022848
0,220062	19,93802	6	50	22,79664	1084,215					0,66	0,55	0,55	0,605	977,79065	9,50823775	1	6		1,140361
0,268688	18,65078			21,48938	1127,8535					0,55	0,43	0,43	0,49	1125,122	9,92613075				1,27891
0,330896	17,36692			20,09235	1158,6445					0,43	0,3	0,3	0,365	1310,289	10,4225425				1,4423415
0,412207	16,05318			18,5501	1173,859					0,3	0,18	0,18	0,24	1548,89	11,0194575				1,6403345
0,513191	14,80621			16,97636	1170,389					0,18	0	0	0,09	1816,7945	11,635735				1,943

Tabelle 31: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,2 kg/s

PRECOOLER										TEST-TUBE									
Kühlmittel					CO2					CO2					Kühlmittel				
Massenstrom	Taus	Tein	Taus	Twand	α	Tein	Taus	Twand	α	Massenstrom	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	insgesamter Wärmestrom
kg/s	°C	°C	°C	°C	W/(m²K)	°C	°C	°C	W/(m²K)	kg/s	-	-	-	W/(m²K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
0,125816	24,6299			25,61105	1390,282						1	0,96	0,98	617,77155	8,39014275				0,76939885
0,14393	23,81036			25,03824	1473,8415					0,96	0,92	0,92	0,94	686,4863	8,61761775				0,8444477
0,165545	22,81942			24,38331	1584,7925					0,92	0,87	0,87	0,895	760,1277	8,85108225				0,92235275
0,194463	21,85827			23,65491	1621,115					0,87	0,82	0,82	0,845	855,76145	9,144691825				1,0205825
0,225963	20,97368			22,95138	1652,7265					0,82	0,77	0,77	0,795	956,1015	9,446472				1,120045
0,260376	20,14621			22,2682	1677,87					0,77	0,71	0,71	0,74	1061,3645	9,7900045				1,220821
0,306223	19,204	6	35	21,46666	1700,3745					0,71	0,65	0,65	0,68	1195,578	10,11991		6		1,343634
0,357515	18,31753			20,68829	1717,0095					0,65	0,58	0,58	0,615	1338,6295	10,4965225				1,4686665
0,425579	17,33633			19,80261	1730,902					0,58	0,5	0,5	0,54	1518,469	10,94523				1,617623
0,512688	16,25786			18,80527	1758,5945					0,5	0,42	0,42	0,46	1743,7055	11,47173				1,792362
0,626419	15,24045			17,83383	1743,5215					0,42	0,33	0,33	0,375	1993,8865	12,014835				1,9725325
0,780503	14,11291			16,79274	1741,208					0,33	0,23	0,23	0,28	2311,67	12,6486175				2,1827235
1,004153	12,90921			15,51181	1734,771					0,23	0,14	0,14	0,185	2721,7365	13,38608				2,4270485
1,283714	11,83068			14,37691	1721,792					0,14	0	0	0,07	3157,0005	14,0843175				2,6580995

Tabelle 32: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,3 kg/s

TEST-TUBE											
PRECOOLER					CO2						
Kühlmittel		CO2			Dampfziffer		gemittelte Dampfziffer		Kühlmittel		
Massenstrom	Tein	Taus	Twand	α	Eingang	Ausgang	Dampfziffer	Dampfziffer	Massenstrom	Taus	
kg/s	°C	°C	°C	W/(m ² K)	-	-	-	-	kg/s	°C	
0,21246	22,34442	24,08384	1657,3145	12,305465	1	0,97	0,985	619,87335	8,400742	6,237054	
0,239312	21,58739	23,54138	1686,3665	13,217915	0,97	0,94	0,955	692,19785	8,637258	6,2592	
0,269656	20,831	22,98462	1712,051	14,169785	0,94	0,91	0,925	769,97075	8,88509125	6,282414	
0,302204	20,10832	22,43762	1733,857	15,12047	0,91	0,88	0,895	849,8841	9,1324295	6,305582	
0,338227	19,41319	21,89889	1752,126	16,0714	0,88	0,84	0,86	932,04295	9,379311	6,32871	
0,390747	18,52872	21,19533	1772,664	17,33963	0,84	0,8	0,82	1045,272	9,707871	6,35949	
0,449674	17,68494	20,50666	1789,1715	18,607855	0,8	0,76	0,78	1162,981	10,035855	6,39022	
0,516045	16,87864	19,83297	1802,7995	19,87688	0,76	0,71	0,735	1285,511	10,3634	6,42091	
0,611367	15,91768	19,01079	1816,76	21,40318	0,71	0,66	0,685	1445,9465	10,772345	6,459226	
0,723506	15,0026	18,20878	1827,9055	23,050035	0,66	0,6	0,63	1615,171	11,180985	6,497518	
0,865902	13,96232	17,27371	1839,1625	24,95306	0,6	0,54	0,57	1830,8975	11,6709375	6,543428	
1,08878	12,97493	16,36332	1848,239	26,852815	0,54	0,47	0,505	2061,7875	12,160425	6,58929	
1,39586	11,88848	15,32518	1854,4775	29,015275	0,47	0,4	0,435	2344,3285	12,728415	6,642387	
0,787973	14,58249	18,04154	2103,2445	23,926035	0,4	0,33	0,365	2680,1825	13,319985	6,698075	
0,982301	13,53151	17,14192	2138,7985	26,163145	0,33	0,26	0,295	3036,342	13,90291	6,75271	
1,233127	12,51507	16,23955	2148,732	28,39708	0,26	0,17	0,215	3431,723	14,4898225	6,807703	
1,675333	11,27666	15,08778	2097,7705	31,22356	0,17	0,08	0,125	4006,948	15,2401025	6,877956	
Insgesamter Wärmestrom					Insgesamter Wärmestrom					Insgesamter Wärmestrom	
kW					kW					kW	
0,7729519					0,7729519					0,7729519	
0,85146705					0,85146705					0,85146705	
0,93373105					0,93373105					0,93373105	
1,0158395					1,0158395					1,0158395	
1,0978055					1,0978055					1,0978055	
1,2068995					1,2068995					1,2068995	
1,3158105					1,3158105					1,3158105	
1,4245975					1,4245975					1,4245975	
1,560433					1,560433					1,560433	
1,6901845					1,6901845					1,6901845	
1,858995					1,858995					1,858995	
2,021615					2,021615					2,021615	
2,2062935					2,2062935					2,2062935	
2,4069225					2,4069225					2,4069225	
2,606675					2,606675					2,606675	
2,7952785					2,7952785					2,7952785	
3,0450085					3,0450085					3,0450085	

Tabelle 33: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 66 bar und 0,4 kg/s

TEST-TUBE											
PRECOOLER					CO2						
Kühlmittel		CO2			Dampfziffer		gemittelte Dampfziffer		Kühlmittel		
Massenstrom	Tein	Taus	Twand	α	Eingang	Ausgang	Dampfziffer	Dampfziffer	Massenstrom	Taus	
kg/s	°C	°C	°C	W/(m ² K)	-	-	-	-	kg/s	°C	
0,317983	20,56875	22,78935	1838,18	16,41763	1	0,98	0,99	623,6107	8,40780175	6,237736	
0,346509	19,59304	22,38302	1850,6085	17,18782	0,98	0,86	0,92	682,7774	8,60024925	6,255567	
0,380975	18,73666	21,93488	1857,4895	18,05419	0,96	0,94	0,95	748,5476	8,80523375	6,274978	
0,416189	18,79434	21,49812	1871,309	18,87671	0,94	0,92	0,93	812,85305	9,011115	6,29408	
0,456172	18,22574	21,06647	1875,963	19,7425	0,92	0,9	0,91	880,207	9,21728075	6,313464	
0,498179	17,66285	20,63109	1884,716	20,57925	0,9	0,87	0,885	947,60885	9,41705025	6,332227	
0,5488361	16,85642	19,99833	1894,106	21,84953	0,87	0,84	0,855	1053,5595	9,72217725	6,360655	
0,648504	16,07731	19,36768	1900,4285	23,12628	0,84	0,8	0,82	1160,3165	10,0192425	6,388675	
0,771504	15,08602	18,54747	1910,7265	24,81193	0,8	0,77	0,77	1309,121	10,413405	6,425456	
0,880178	14,37912	17,94589	1915,86	26,087635	0,77	0,73	0,75	1424,9175	10,7084075	6,453117	
1,050743	13,47417	17,15658	1922,7325	27,771925	0,73	0,69	0,71	1582,251	11,0902775	6,488987	
1,125249	12,6218	16,39283	1930,006	29,447675	0,69	0,65	0,67	1746,7305	11,4690125	6,524363	
1,25794	11,81979	15,63399	1935,825	31,10096	0,65	0,61	0,63	1915,3225	11,8382925	6,568981	
0,703579	15,2657	18,70698	2236,2745	23,009855	0,61	0,56	0,58	2107,8525	12,23829	6,596684	
0,861549	14,26941	17,95854	2213,6855	25,203075	0,56	0,51	0,535	2347,2185	12,70353	6,640312	
1,056552	13,31555	17,16567	2197,4635	27,33139	0,51	0,46	0,485	2600,6135	13,16263	6,683366	
1,299788	12,40982	16,38731	2186,711	29,447055	0,46	0,4	0,43	2868,056	13,6143075	6,725716	
1,675044	11,39576	15,48332	2178,567	31,924055	0,4	0,34	0,37	3204,582	14,1366575	6,774678	
Insgesamter Wärmestrom					Insgesamter Wärmestrom					Insgesamter Wärmestrom	
kW					kW					kW	
0,775444					0,775444					0,775444	
0,83944315					0,83944315					0,83944315	
0,9074805					0,9074805					0,9074805	
0,978679					0,978679					0,978679	
1,04408					1,04408					1,04408	
1,1105075					1,1105075					1,1105075	
1,211873					1,211873					1,211873	
1,3103505					1,3103505					1,3103505	
1,4415025					1,4415025					1,4415025	
1,5393545					1,5393545					1,5393545	
1,666236					1,666236					1,666236	
1,7922275					1,7922275					1,7922275	
1,9148925					1,9148925					1,9148925	
2,2025185					2,2025185					2,2025185	
2,3551055					2,3551055					2,3551055	
2,5044885					2,5044885					2,5044885	
2,6792385					2,6792385					2,6792385	

Tabelle 34: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,1 kg/s

TEST-TUBE														
PRECOOLER					CO2									
Kühlmittel			CO2		gemittelte Dampfröhre			Kühlmittel						
Massenstrom	Tein	Taus	Tein	Taus	Druck	Tein	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfröhre	α	TWand	Tein	Taus	Ingesamter Wärmestrom
kg/s	°C	°C	°C	°C	bar	°C	-	-	-	W/(m ² K)	°C	°C	°C	kW
0,108661	6	24,02899	24	19,96612	63	24	0,1	268,31	1	0,94	0,97	614,2612	8,14030617	0,68524167
0,130285		22,47816		16,02483			0,84		0,84	0,88	0,91	647,5575	8,23919783	0,721467917
0,15596		21,14687		15,09632			0,88		0,88	0,82	0,85	683,8625	8,3459392	0,75685435
0,184141		20,00425		14,06968			0,82		0,82	0,76	0,79	723,0985	8,45798217	0,794446
0,214706		18,98182		13,02404			0,76		0,76	0,69	0,725	765,23945	8,57756058	0,834292
0,254054		17,93012		11,99315			0,69		0,69	0,62	0,655	818,83075	8,72700658	0,8840844
0,297856		17,00228		11,04839			0,62		0,62	0,54	0,58	877,93783	8,8856908	0,93787975
0,324539		16,02483		10,09632			0,54		0,54	0,46	0,5	933,57215	9,09035677	1,00502
0,421493		15,09632		9,14687			0,46		0,46	0,37	0,415	1039,632	9,31362083	1,079230833
0,514222		14,06968		8,14687			0,37		0,37	0,27	0,32	1152,12983	9,59579367	1,172881
0,640915		13,02404		7,09315			0,27		0,27	0,17	0,22	1302,06533	9,95729575	1,2922975
0,818453		11,93215		6,02483			0,17		0,17	0,13	0,15	1490,106	10,3852433	1,433406167
0,917186		11,44839		5,09632			0,13		0,13	0	0,065	1579,39517	10,5798892	1,497339667

Tabelle 35: Condensing bei voreingestellter Berechnung mit Kühlmischung bei 63 bar und 0,2 kg/s

TEST-TUBE														
PRECOOLER					CO2									
Kühlmittel			CO2		gemittelte Dampfröhre			Kühlmittel						
Massenstrom	Tein	Taus	Tein	Taus	Druck	Tein	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfröhre	α	TWand	Tein	Taus	Ingesamter Wärmestrom
kg/s	°C	°C	°C	°C	bar	°C	-	-	-	W/(m ² K)	°C	°C	°C	kW
0,136399	6	22,81931	24	19,96612	63	24	0,2	536,62	1	0,57	0,585	615,34015	8,14519408	0,690210167
0,156221		21,91176		16,02483			0,97		0,97	0,94	0,955	647,7235	8,241487	0,722221867
0,178175		21,12327		15,09632			0,94		0,94	0,91	0,925	682,46705	8,3431615	0,756089583
0,201715		20,39049		14,06968			0,91		0,91	0,88	0,895	718,449667	8,447483	0,790701817
0,220965		19,71137		13,02404			0,88		0,88	0,85	0,805	755,748483	8,5539405	0,820093083
0,254106		19,06901		11,99315			0,85		0,85	0,81	0,79	794,442583	8,6628515	0,862294817
0,337354		17,49858		10,9632			0,81		0,81	0,77	0,79	848,362067	8,8100415	0,91188865
0,40355		16,7831		9,93215			0,77		0,77	0,73	0,75	905,141917	8,960205	0,963071067
0,439888		16,09045		8,90228			0,73		0,73	0,69	0,71	965,0411	9,12510275	1,015841
0,495644		15,43884		7,87187			0,69		0,69	0,65	0,67	1028,3385	9,29588275	1,070598
0,585304		14,64003		6,84687			0,65		0,65	0,6	0,625	1095,3855	9,45982308	1,1271725
0,686722		13,88632		5,81687			0,6		0,6	0,55	0,575	1184,99183	9,681284	1,200752
0,807509		13,14076		4,78687			0,55		0,55	0,5	0,525	1281,83033	9,91314567	1,277771
0,951556		12,4287		3,75687			0,5		0,5	0,45	0,475	1386,8825	10,156285	1,369507
1,169354		11,56892		2,72687			0,45		0,45	0,39	0,42	1501,31833	10,4117292	1,482277
1,462995		10,75994		1,69687			0,39		0,39	0,33	0,36	1652,716	10,735405	1,626189
0,59135		14,41833		13,28478			0,33		0,33	0,26	0,295	1821,504	11,0786025	1,550764033
0,802672		12,76441		16,79142			0,26		0,26	0,19	0,225	1573,994	10,613645	1,664583333
1,388029		10,80559		15,4181			0,19		0,19	0,1	0,145	2012,472	11,557705	1,793803
				12,58067			0,11		0,11	0	0,055	2026,2698	11,180182	1,7149476

Tabelle 38: Condensing mit Gleichung (1) von Akers et al. bei 63bar mit Mischparametern der Simulation

TEST-TUBE												
CO ₂									Kühlmittel			insgesamter Wärmestrom
Druck	Tein	Massenstrom	Massenstromdichte	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	
bar	°C	kg/s	kg/(m ² s)	-	-	-	W/(m ² K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
63	24	0,1	268,31	1	0,62	0,81	30105,475	20,3752	1	6	7,326858	4,664707833
				0,62	0,36	0,49	5460,090833	15,69974			6,914091	3,170998167
				0,36	0,17	0,265	3119,4485	13,21834			6,687119	2,367746333
				0,17	0,01	0,09	2147,056333	11,6795			6,54495	1,8638735
63	24	0,2	536,62	1	0,77	0,885	126062,3	22,55003	1	6	7,569284	5,494250667
				0,77	0,58	0,675	17182,85	20,03685			7,332099	4,654123667
				0,58	0,42	0,5	9688,1875	18,08541			7,148145	4,002122667
				0,42	0,28	0,35	6629,808	16,52246			7,001059	3,480847
				0,28	0,16	0,22	4918,361833	15,20642			6,877376	3,042592667
				0,16	0,05	0,105	3848,4485	14,11239			6,774665	2,678748
63	24	0,3	804,93	1	0,84	0,92	151403,3333	23,17254	1	6	7,629906	5,7099025
				0,84	0,7	0,77	35544,28167	21,8315			7,502817	5,2594055
				0,7	0,57	0,635	20261,83833	20,57833			7,384213	4,839075833
				0,57	0,45	0,51	13828,455	19,41643			7,274373	4,449907667
				0,45	0,34	0,395	10325,43	18,36028			7,174614	4,096600833
				0,34	0,24	0,29	7994,026833	17,33376			7,077961	3,753672167
				0,24	0,15	0,195	6466,6195	16,42636			6,992459	3,450851
				0,15	0,07	0,11	5372,607167	15,60618			6,915294	3,177436167
63	24	0,4	1073,24	1	0,87	0,935	224930,1667	23,41778	1	6	7,652452	5,7901915
				0,87	0,76	0,815	56722,40167	22,52352			7,567752	5,489996667
				0,76	0,65	0,705	33022,71333	21,67389			7,487295	5,205145167
				0,65	0,55	0,6	22548,21	20,82464			7,40715	4,919471
				0,55	0,46	0,505	16924,57	20,02257			7,331398	4,651933667
				0,46	0,37	0,415	13478,7	19,28572			7,261839	4,405441
				0,37	0,29	0,33	10946,12167	18,53632			7,191026	4,154425
				0,29	0,21	0,25	9214,988167	17,86528			7,128089	3,932710667
				0,21	0,14	0,175	7726,196333	17,14319			7,059903	3,689788167
				0,14	0,07	0,105	6642,046167	16,49636			6,998975	3,474106833

Tabelle 39: Condensing mit Gleichung (1) von Akers et al. bei 66 bar mit Mischparametern der Simulation

TEST-TUBE												
CO2									Kühlmittel			insgesamter Wärmestrom
Druck	Tein	Massenstrom	Massenstromdichte	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	
bar	°C	kg/s	kg/(m ² s)	-	-	-	W/(m ² K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
66	26	0,1	268,31	1	0,51	0,755	27017,45833	21,6069542	1	6	7,4350017	5,001990833
				0,51	0,2	0,355	4473,302667	15,794435			6,9207525	3,195790167
				0,25	0	0,125	2599,470667	13,1728825			6,6814125	2,347486667
66	26	0,2	536,62	1	0,71	0,855	79003,86167	24,0764242	1	6	7,7143192	6,005757833
				0,71	0,47	0,59	14805,95	21,053855			7,4279748	4,993933167
				0,47	0,27	0,37	8012,496	18,5627342			7,1928173	4,1602205
				0,27	0,11	0,19	5261,941667	16,5535117			7,0036228	3,489774667
				0,14	0	0,07	4070,8145	15,2215742			6,8784667	3,046232167
66	26	0,3	804,93	1	0,79	0,895	145310,2667	24,9730258	1	6	7,801336	6,317482
				0,79	0,61	0,7	30083,87667	23,1994817			7,6328658	5,7202855
				0,61	0,45	0,53	16719,80667	21,5580458			7,4772087	5,1686745
				0,45	0,3	0,375	11251,61167	20,074495			7,33672	4,6709575
				0,3	0,17	0,235	8080,785333	18,6208433			7,1993408	4,187293167
				0,17	0,06	0,115	6180,571833	17,3485742			7,0795215	3,760064333
				0,11	0	0,055	4996,4685	15,739835			6,9281193	3,222154333
66	26	0,4	1073,24	1	0,84	0,92	217485,1333	25,3078025	1	6	7,8325032	6,424874833
				0,84	0,7	0,77	51147,31667	24,2037125			7,727667	6,056096333
				0,7	0,56	0,63	28998,09	23,125715			7,6251145	5,694603667
				0,56	0,43	0,495	19178,07667	21,9870467			7,5175572	5,3119655
				0,43	0,31	0,37	13896,69333	20,879815			7,4127683	4,940043667
				0,31	0,2	0,255	10638,85	19,8146075			7,3120282	4,5838385
				0,2	0,1	0,15	8435,730667	18,7926442			7,2156413	4,2414705
				0,1	0	0,05	6863,2322	17,824871			7,1243746	3,918096

Tabelle 40: Condensing mit Gleichung (3) von Thome et al. bei 66 bar mit Sättigungsparametern

TEST-TUBE												
CO2									Kühlmittel			insgesamter Wärmestrom
Druck	Tein	Massenstrom	Massenstromdichte	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	
bar	°C	kg/s	kg/(m ² s)	-	-	-	W/(m ² K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
66	26	0,1	268,31	0,99	0,48	0,735	19601,78	22,1472092	1	6	7,5254105	5,340415333
				0,48	0,02	0,25	13271,29333	20,6105808			7,396446	4,882887667
66	26	0,2	536,62	0,98	0,67	0,825	34267,92167	23,5867517	1	6	7,6663	5,839006833
				0,67	0,4	0,535	28084,22833	23,1007125			7,622724	5,684599
				0,4	0,14	0,27	22686,61	22,5139158			7,568478	5,492189667
				0,3	0,06	0,18	21039,322	22,283888			7,5472852	5,4175852
66	26	0,3	804,93	0,95	0,76	0,855	47619,49167	24,226145	1	6	7,7267848	6,0531575
				0,76	0,57	0,665	41516,58167	23,9709608			7,7036757	5,971648833
				0,57	0,38	0,475	34859,49534	23,5761958			7,6669246	5,841136949
				0,38	0,21	0,295	31345,58667	23,3762208			7,648354	5,775082167
				0,3	0,04	0,17	26701,87833	22,9728767			7,6109715	5,642671833
66	26	0,4	1073,24	0,95	0,8	0,875	60235,54667	24,5355625	1	6	7,7556917	6,158463
				0,8	0,66	0,73	53697,88	24,357285			7,7399235	6,1000395
				0,66	0,52	0,59	48718,185	24,1997175			7,7251902	6,047769167
				0,52	0,38	0,45	43967,82667	24,0198042			7,7083168	5,987860833
				0,38	0,24	0,31	39273,76667	23,8042092			7,6880947	5,916286
				0,24	0,11	0,175	34532,41833	23,5337			7,6627805	5,826737167
				0,19	0,05	0,12	32814,65333	23,4181475			7,6520105	5,7886495

Tabelle 41: Condensing mit Gleichung (3) von Thome et al. bei 66 bar mit Mischparametern der Simulation

TEST-TUBE												
CO ₂									Kühlmittel			insgesamter Wärmestrom
Druck	Tein	Massenstrom	Massenstromdichte	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	
bar	°C	kg/s	kg/(m ² s)	-	-	-	W/(m ² K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
66	26	0,1	268,31	1	0,66	0,83	12962,30167	19,7302958	1	6	7,178928	4,0914765
				0,66	0,43	0,545	2811,861167	13,60727			1134,1772	2,4385655
				0,43	0,28	0,355	1496,421833	10,8924764			6,467136	1,588029167
				0,28	0,17	0,225	985,6658667	9,50687708			6,3413332	1,142168833
				0,17	0,09	0,13	698,7909833	8,61818892			6,259847	0,853379317
				0,09	0,03	0,06	514,9118333	7,99580075			6,202786	0,651159817
66	26	0,2	536,62	1	0,74	0,87	35614,365	22,47132	1	6	7,543497	5,395344833
				0,74	0,56	0,65	6918,300333	17,8353292			7,1168855	3,890997167
				0,56	0,42	0,49	3876,398333	15,0325033			6,8571635	2,970503667
				0,42	0,31	0,365	2586,805333	13,11006			6,6785458	2,337502667
				0,31	0,22	0,265	1881,581167	11,7339792			6,550574	1,884026167
				0,22	0,15	0,185	1428,172833	10,6796025			6,4525015	1,536542667
				0,15	0,09	0,12	1127,5035	9,88845492			6,3789467	1,275969
				0,09	0,04	0,065	891,6065167	9,20568217			6,3156342	1,0517195
				0,05	0,01	0,03	731,5310833	8,69741108			6,2694842	0,888289283
66	26	0,3	804,93	1	0,8	0,9	63674,07833	23,820155	1	6	7,6886843	5,918108167
				0,8	0,65	0,725	13040,225	20,5523542			7,3797672	4,823132333
				0,65	0,52	0,585	7344,4765	18,1307275			7,151528	4,014199667
				0,52	0,42	0,47	4870,9505	16,149885			6,965258	3,354172
				0,42	0,33	0,375	3639,3395	14,7167458			6,8307158	2,877540667
				0,33	0,25	0,29	2768,880833	13,415165			6,7089295	2,445331667
				0,25	0,19	0,22	2168,4895	12,32215			1491,8581	2,082917667
				0,19	0,13	0,16	1784,0815	11,5145608			6,531209	1,815489167
				0,13	0,08	0,105	1439,898333	10,7041292			6,4555977	1,5475245
66	26	0,4	1073,24	1	0,84	0,92	93912,31167	24,5282525	1	6	7,7587928	6,164658333
				0,84	0,71	0,775	21017,00667	22,2061558			7,5384352	5,383617333
				0,71	0,6	0,655	11764,21	20,2146917			7,349527	4,716695167
				0,6	0,5	0,55	7983,672167	18,543665			7,1917775	4,156842
				0,5	0,41	0,455	5821,4995	17,0402425			7,050017	3,654432333
				0,41	0,33	0,37	4438,233	15,7014958			6,9240048	3,207950167
				0,26	0,2	0,23	2815,233333	13,4965917			6,7169622	2,474268667
				0,2	0,15	0,175	2318,321833	12,615575			6,6344055	2,181764667
				0,15	0,11	0,13	1947,9885	11,8722617			6,5648452	1,935328
				0,11	0,07	0,09	1671,9805	11,26105			6,507742	1,7330255
				0,07	0,04	0,055	1404,445	10,613295			6,4474472	1,5194415
				0,04	0,01	0,025	1192,5838	10,0475798			6,3957816	1,3364426

Tabelle 42: Condensing mit Gleichungssystem von Shah bei 66 bar mit Sättigungsparametern

TEST-TUBE												
CO ₂									Kühlmittel			insgesamter Wärmestrom
Druck	Tein	Massenstrom	Massenstromdichte	Dampfziffer Eingang	Dampfziffer Ausgang	gemittelte Dampfziffer	α	TWand	Massenstrom	Tein	Taus	
bar	°C	kg/s	kg/(m ² s)	-	-	-	W/(m ² K)	°C	kg/s	°C	°C	kW
66	26	0,1	268,31	0,95	0,69	0,82	3343,41	14,313045	1	6	6,796262	2,752173
				0,69	0,45	0,57	2887,033167	13,6155475			6,7299987	2,519154167
				0,45	0,24	0,345	2362,237833	12,6815808			6,6434065	2,2127525
				0,24	0,06	0,15	1791,195	11,4935292			6,5336548	1,8237945
66	26	0,2	536,62	0,95	0,79	0,87	5209,846833	16,4902642	1	6	7,0016043	3,484823333
				0,79	0,63	0,71	4913,2835	16,2247425			6,9747402	3,387267667
				0,63	0,48	0,555	4456,316333	15,7361092			6,9288155	3,224514667
				0,48	0,34	0,41	3930,339	15,1069625			6,8700108	3,016117
				0,34	0,21	0,275	3354,857833	14,3231875			6,7969318	2,757136167
				0,21	0,1	0,155	2727,202667	13,32587			6,704357	2,4290655
66	26	0,3	804,93	0,95	0,82	0,885	7216,822333	18,1141217	1	6	7,153345	4,020512667
				0,82	0,7	0,76	6952,670333	17,94875			7,1361882	3,959701833
				0,8	0,58	0,69	6535,5555	17,6476375			7,1078098	3,859145
				0,58	0,46	0,52	6014,5845	17,2385925			7,0694555	3,723355667
				0,46	0,35	0,405	5418,7825	16,7174033			7,0206582	3,550643
				0,35	0,24	0,295	4783,603833	16,0901725			6,962237	3,343100167
				0,24	0,14	0,19	4066,0185	15,2700075			6,8858848	3,072485
66	26	0,4	1073,24	0,95	0,85	0,9	9114,690667	19,1692033	1	6	7,2517028	4,370808833
				0,85	0,75	0,8	8901,529167	19,0741592			7,2418338	4,332904833
				0,75	0,65	0,7	8515,406333	18,8701075			7,2224263	4,265706833
				0,65	0,55	0,6	8026,179167	18,5941508			7,1965543	4,173766167
				0,55	0,45	0,5	7460,571	18,2476567			7,1640553	4,058715667
				0,45	0,36	0,405	6821,344167	17,8153325			7,123586	3,915246667
				0,36	0,27	0,315	6181,081333	17,3316575			7,0783525	3,754967333
				0,27	0,19	0,23	5469,934333	16,72261			7,0214992	3,553519
				0,19	0,12	0,155	4758,8105	16,0209467			6,9562062	3,322097
				0,12	0,05	0,085	4046,514833	15,1980667			6,8802165	3,052793667

Literatur

- [1] J. Kurki, „Simulation of thermal hydraulics at supercritical pressures with APROS“. Diplomarbeit, Department of Engineering Physics and Mathematics, Helsinki University of Technology, Helsinki, 2008.
- [2] Z. Zhang *et al.*, „CO₂ condensation heat transfer coefficient and pressure drop in a mini-channel space condenser“, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Jg. 44, S. 356–363, 2013.
- [3] J. Zilly, J. Jang und P. S. Hrnjak, „Condensation of CO₂ at Low Temperature inside Horizontal Microfinned Tubes“, University of Illinois, 2003.
- [4] Y. J. Kim, J. Jang, P. S. Hrnjak und M. S. Kim, „Condensation Heat Transfer of Carbon Dioxide Inside Horizontal Smooth and Microfin Tubes at Low Temperatures“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 131, Nr. 2, 2009.
- [5] C. Kondou und P. Hrnjak, „Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point“, *International Journal of Refrigeration*, Jg. 34, Nr. 3, S. 719–731, 2011.
- [6] J. R. Thome, J. El Hajal und A. Cavallini, „Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 46, Nr. 18, S. 3365–3387, 2003.

- [7] J. El Hajal, J.R. Thome und A. Cavallini, „Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 46, Nr. 18, S. 3349–3363, 2003.
- [8] M. Shah, „General Correlation For Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification“, 2013.
- [9] M. M. Shah, „An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes“, *HVAC&R Res.*, Jg. 15, Nr. 5, S. 889–913, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390871.
- [10] M. M. Shah, „A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 22, Nr. 4, S. 547–556, 1979, doi: 10.1016/0017-9310(79)90058-9.
- [11] M. M. Shah, „Prediction of heat transfer during condensation of carbon dioxide in channels“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 93, S. 192–199, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.016.
- [12] D. Gstoehl und J. R. Thome, „Film Condensation of R-134a on Tube Arrays With Plain and Enhanced Surfaces: Part II—Empirical Prediction of Inundation Effects“, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Jg. 128, Nr. 1, S. 33–43, 2006.
- [13] J. Collier und J. Thome, *Convective Boiling and Condensation*, 3. Aufl. Oxford: Clarendon Press, 1994.
- [14] C. A. Ward und D. Stanga, „Interfacial conditions during evaporation or condensation of water“ (eng), *Physical review. E, Statistical, nonlinear, and soft matter physics*, Jg. 64, 5 Pt 1, S. 51509, 2001, doi: 10.1103/PhysRevE.64.051509.
- [15] J. Chato, „Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes“, *Ashrae Journal*, 1962.
- [16] W. McAdams, *Heat Transmission*, 3. Aufl. New York: McGraw-Hill, 1954.
- [17] J. H. Lienhard, *A heat transfer textbook*. New York: Dover Publications, 2020.
- [18] D. Taler und J. Taler, „Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow“, *E3S Web Conf.*, Jg. 13, Nr. 4, 2017, doi: 10.1051/e3sconf/20171302008.
- [19] R.H.S. Winterton, „Where did the Dittus and Boelter equation come from?“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 41, 4-5, S. 809–810, 1998.
- [20] F. W. Dittus und L.M.K. Boelter, „Heat transfer in automobile radiators of the tubular type“, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Jg. 12, Nr. 1, S. 3–22, 1985.
- [21] J. Kurki, J. Ylijoki und J. Leskinen, „The Constitutive Equations of the Two-Fluid Model“, VTT Technical Research Center, Finland, 16. Mai 2019.
- [22] Apros development team, „Homogeneous Model of APROS“, VTT Technical Research Center, Finland, 4. Nov. 2015.
- [23] A. Silde, J. Ylijoki und E. Ahtinen, „Containment model library of the Apros process simulation software: an overview of development and validation work“, *Progress in Nuclear Energy*, Jg. 116, S. 28–45, 2019.
- [24] F. Alobaid, R. Starkloff, S. Pfeiffer, K. Karner, B. Epple und H.-G. Kim, „A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants – Part A: Part loads and off-design operation“, *Fuel*, Jg. 153, S. 692–706, 2015.
- [25] J. C. Chen, „Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow“, *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, Jg. 5, Nr. 3, S. 322–329, 1966, doi: 10.1021/i260019a023.
- [26] R. Span und W. Wagner, „A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa“, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 25, Nr. 6, S. 1509–1596, 1996, doi: 10.1063/1.555991.
- [27] A. Fenghour, W. A. Wakeham und V. Vesovic, „The Viscosity of Carbon Dioxide“, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 27, Nr. 1, S. 31–44, 1998, doi: 10.1063/1.556013.

- [28] V. Vesovic, W. A. Wakeham, G. A. Olchowy, J. V. Sengers, J. T. R. Watson und J. Millat, „The Transport Properties of Carbon Dioxide“, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 19, Nr. 3, S. 763–808, 1990, doi: 10.1063/1.555875.
- [29] W. Wagner, H.-J. Kretzschmar und R. Span, „D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden“ in *VDI-Wärmeatlas*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013, S. 175–356, doi: 10.1007/978-3-642-19981-3_12.
- [30] M. Huber, E. Lemmon und M. McLinden, „NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP Version 9.1“, 2013.
- [31] J. G. Ziegler und N. B. Nichols, „Optimum Settings for Automatic Controllers“, *Transactions of the ASME*, Jg. 64, S. 759–765, 1942.
- [32] H. S. Lee, *Thermal design: Heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. Hoboken, N.J: Wiley, 2010.
- [33] *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [34] A. Linder, „Impact of thermal equilibrium assumption on modelling of core uncover in FIX-II experiment by APROS“, 2018.
- [35] SAMSON, Hg., „Bauart 240 · Pneumatische Stellventile Typ 3241-1 und Typ 3241-7: Durchgangsventil Typ 3241“, Feb. 2021. [Online]. Verfügbar unter: www.samsongroup.com.
- [36] *Strömungstechnische Kenngrößen von Stellgeräten und deren Bestimmung*, 2173, Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik, Düsseldorf, Sep. 2007.