



Christoph Windhager

Dynamische Simulation von Kühlkreisläufen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. DI Dr.techn. Wolfgang Sanz

Mario Rohrhofer MSc.

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit behandelt die Modellierung von Kühlkreisläufen in Haushaltskühlgeräten für deren numerische Berechnung. Da Kühlgeräte einen bedeutenden Anteil am Verbrauch elektrischer Energie darstellen, dient ihre Optimierung wesentlich der Erhöhung der Energieeffizienz von Haushalten. Es wird das Prinzip der Kompressionskälteanlage erläutert und deren Komponenten Kompressor, Kapillare, Verdampfer und Kondensator im Hinblick auf die Modellbildung für die Kreislaufsimulation analysiert. Zu diesem Zweck wird ein strömungskartenbasiertes Wärmeübertragungsmodell für Kondensation und Verdampfung vorgestellt. In weiterer Folge werden die Modelle der Komponenten in die Prozesssimulationsumgebung IPSEpro implementiert und eine dynamische Simulation eines Anfahrvorganges durchgeführt. Nach der Präsentation und Diskussion der Simulationsergebnisse werden abschließend Ansatzpunkte für eine Verbesserung des Modells vorgeschlagen.

ABSTRACT

This work deals with the modeling of refrigeration cycles based on vapor compression for the numerical simulation of domestic refrigerators. The optimization of refrigeration devices is an important means of reducing domestic energy consumption. At first a short description of the vapor compression cycle and its components is given. Then the components compressor, capillary, condenser and evaporator are investigated with regard to methods of their modeling. For this purpose a flow pattern based heat transfer model for evaporation and condensation is presented. Afterwards the models are implemented into the process simulation environment IPSEpro and a dynamic simulation of the start-up phase of a refrigerator is carried out. The final presentation and discussion of the results is concluded by recommendations concerning the improvement of the model accuracy.

INHALT

<u>1</u>	<u>EINLEITUNG</u>	8
1.1	Ausgangssituation und Motivation	8
1.2	Ziele	10
<u>2</u>	<u>EINFÜHRENDE THEORIE</u>	12
2.1	Kompressionskältekreislauf	12
2.2	Kondensation und Verdampfung in horizontalen Rohren	16
2.3	Flow Pattern Maps	19
<u>3</u>	<u>MODELLENTWICKLUNG</u>	24
3.1	Kondensatormodell	24
3.1.1	Vereinfachung der Geometrie	24
3.1.2	Diskretisierung des Kondensatorrohrs.....	26
3.1.3	Energie- und Massenbilanz eines Rohrelementes	27
3.1.4	Beschreibung der Wärmeströme	29
3.1.5	Wärmeübergangsmodell	31
3.1.6	Druckverlustmodell	36
3.2	Verdampfermodell.....	43
3.2.1	Energie- und Massenbilanz eines Rohrelementes	44
3.2.2	Beschreibung der Wärmeströme	46
3.2.3	Wärmeübergangsmodell	47
3.2.4	Druckverlustmodell	52
3.3	Kompressormodell.....	53
3.4	Kapillarmodell	56
3.5	Zusammenfassung der Modellbildung	59

<u>4</u>	<u>IMPLEMENTIERUNG IN DIE PROZESSSIMULATION</u>	<u>61</u>
4.1	Prozesssimulation mit IPSEpro.....	61
4.2	Kreislaufmodell in IPSEpro	62
4.3	Verdampfer- und Kondensatormodell	64
4.3.1	Diskretisierung.....	64
4.3.2	Berechnungsvorgang	65
4.3.3	Testszenario	66
4.4	Kompressor- und Kapillarmodell	70
<u>5</u>	<u>SIMULATIONSERGEBNISSE UND DISKUSSION</u>	<u>71</u>
5.1	Simulation des Gesamtkreislaufs	72
5.2	Simulation des Hochdruckteils.....	79
5.3	Simulation des Kondensators	87
5.4	Diskussion der Ergebnisse	92
<u>6</u>	<u>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....</u>	<u>94</u>
<u>7</u>	<u>ANHANG</u>	<u>96</u>
7.1	Inputparameter Testszenario (Abschnitt 4.3.3).....	96
7.2	Inputparameter Gesamtkreislauf (Abschnitt 5.1)	97
7.3	Inputparameter Hochdruckteil (Abschnitt 5.2).....	98
7.4	Inputparameter Kondensator (Abschnitt 5.3)	99
	<u>LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>101</u>

VERWENDETE FORMELZEICHEN

Lateinische Buchstaben

A	Fläche [m^2]
c	spezifische Wärmekapazität [$\frac{J}{kgK}$]
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen [$\frac{J}{kgK}$]
C	Modellparameter für Kompressormodell [–]
d	Rohrinnendurchmesser [m]
d_f	Modellparameter für Kompressormodell [–]
D	Rohraußendurchmesser [m]
D_s	Innendurchmesser der Kompressorsaugleitung [mm]
e	Modellparameter für Kompressormodell [–]
f	Modellparameter für Kompressormodell [–]
f_i	Rohrreibungszahl [–]
g	Erdbeschleunigung [$\frac{m}{s^2}$]
G	Massenstromdichte [$\frac{kg}{m^2s}$]
Gr	Grashofzahl [–]
h	spezifische Enthalpie [$\frac{J}{kg}$]
h_{LG}	latente Verdampfungswärme [$\frac{J}{kg}$]
l_c	charakteristische Länge [m]
L	Rohrlänge [m]
L_e	Adiabate Einlauflänge der Kapillare [m]
L_{FV}	Länge eines Rohrelements [m]
L_{tc}	Wärmetauscherlänge [m]
m	gespeicherte Masse [kg]
\dot{m}	Massenstrom [$\frac{kg}{s}$]
M	Molare Masse des Kältemittels [$\frac{g}{mol}$]
$n_{compressor}$	Kompressordrehzahl [s^{-1}]
Nu	Nußeltzahl

p	Druck [<i>bar</i>]
δp	Modellparameter für Kompressormodell [<i>bar</i>]
Δp	Druckverlust im Rohrelement [<i>bar</i>]
Δp_{tp}	Druckverlust anhand Flow Pattern [<i>bar</i>]
P	Leistung [<i>W</i>]
Pr	Prandtlzahl [–]
q	Wärmestromdichte [$\frac{W}{m^2}$]
\dot{Q}	Wärmestrom [<i>W</i>]
Ra	Rayleighzahl [–]
Re	Reynoldszahl [–]
T_{sub}	Unterkühlung des Kältemittels [<i>K</i>]
t	Zeit [<i>s</i>]
T	Temperatur [$^{\circ}C$]
ΔT	Temperaturdifferenz [<i>K</i>]
u	spezifische innere Energie [$\frac{J}{kg}$]
U	innere Energie [<i>J</i>]
v	spezifisches Volumen [$\frac{m^3}{kg}$]
V	Volumen [m^3]
\dot{V}	Volumenstrom [$\frac{m^3}{s}$]
w	Strömungsgeschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
We	Weberzahl [–]
x^*	Strömungsdampfziffer [–]
x	Dampfziffer [–]
Y	Korrekturfaktor für homogenes Strömungsmodell [–]

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangszahl $[\frac{W}{m^2K}]$
α_c	Wärmeübergangszahl infolge turbulenter Filmkondensation $[\frac{W}{m^2K}]$
α_f	Wärmeübergangszahl infolge laminarer Filmkondensation $[\frac{W}{m^2K}]$
α_{tp}	über Rohrumfang gemittelte Wärmeübergangszahl $[\frac{W}{m^2K}]$
β_a	Volumenausdehnungskoeffizient $[\frac{1}{K}]$
δ	Filmdicke $[m]$
ε	Void Fraction (Querschnittsgasgehalt) $[-]$
ε_{IA}	Void Fraction bei $x = x_{IA}$ $[-]$
ε_{pipe}	Emissionsgrad der Rohroberfläche $[-]$
ε_{RA}	Void Fraction infolge Drift-Flux-Modell (Rouhani-Axelsson) $[-]$
$\eta_{combined}$	Kompressorgesamtwirkungsgrad $[-]$
η_v	Volumetrischer Wirkungsgrad des Kompressors $[-]$
θ	Winkel des vom Fallfilm eingenommenen Umfangssegments $[-]$
θ_{dry}	Winkel des von der Gasphase eingenommenen Umfangssegments $[-]$
θ_{strat}	Dryangle bei Stratified Flow $[-]$
κ	Isentropenexponent $[-]$
λ	Wärmeleitfähigkeit $[\frac{W}{mK}]$
μ	dynamische Viskosität $[Pa\ s]$
ν_a	kinematische Viskosität der Umgebungsluft $[\frac{m^2}{s}]$
ρ	Dichte $[\frac{kg}{m^3}]$
σ	Oberflächenspannung $[\frac{N}{m}]$
σ_B	Stefan-Boltzmann-Konstante $[\frac{W}{m^2K^4}]$

Indizes

<i>a</i>	ambience
<i>c</i>	compartment
<i>cb</i>	convective boiling
<i>de</i>	dryout end
<i>di</i>	dryout inception
<i>discharge</i>	Austritt Kompressor
<i>drain</i>	Austritt Zelle
<i>el</i>	elektrisch
<i>emp</i>	empirisch
<i>feed</i>	Eintritt Zelle
<i>g</i>	gas
<i>gp</i>	gas – pipe
<i>G</i>	Gasphase
<i>H</i>	homogen
<i>h</i>	Kompressorhub
<i>IA</i>	intermittent – annular
<i>in</i>	Eintritt Kapillare
<i>is</i>	isentrop
<i>L0</i>	Interpolation mit Flüssigkeitsströmung
<i>L</i>	Flüssigphase
<i>m</i>	mittlere
<i>nb</i>	nucleate boiling
<i>p</i>	pipe
<i>pa</i>	pipe – ambience
<i>pp</i>	pipe – pipe
<i>r</i>	reduziert, radiation
<i>sat</i>	saturated
<i>suction</i>	Eintritt Kompressor
<i>th</i>	theoretisch
<i>W</i>	Wand

1 EINLEITUNG

Die vorliegende Arbeit behandelt die Modellierung von Kühlkreisläufen für deren numerische Berechnung. In diesem Kapitel wird die Motivation für die Durchführung der Arbeit dargelegt und deren Aufgabenstellung und Ziele beschrieben. Anschließend wird ein kurzer Überblick über die Gliederung der Arbeit gegeben.

1.1 AUSGANGSSITUATION UND MOTIVATION

Kühlgeräte auf Basis des Kompressionskältekreislaufs stellen aktuell die am weitesten verbreitete Technologie zur Kühlung von Lebensmitteln im Haushaltsbereich dar. Schätzungen von [1] zufolge sind weltweit mehr als eine Milliarde Geräte im Einsatz. Mit einem durchschnittlichen Energieverbrauch von 1 kWh/Tag [2] nehmen Kühlgeräte Platz zwei unter den elektrischen Verbrauchern in Haushalten ein [3] (siehe Abbildung 1.1). Aufgrund des relativ hohen Energieverbrauchs und der großen Anzahl der Geräte bietet eine Steigerung des Gerätewirkungsgrads ein bedeutendes Potential zur Senkung des Verbrauchs von elektrischer Energie in Haushalten.

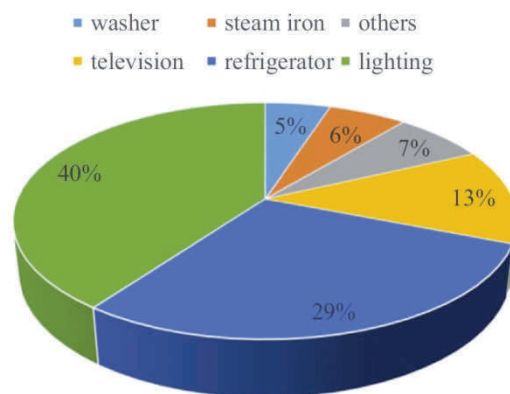


Abbildung 1.1: Verbrauch elektrischer Energie von Haushaltselektrogeräten [3]

Eine Steigerung der Effizienz wird einerseits durch stetige Optimierung der einzelnen Komponenten des Kältekreislaufs erzielt. Dies betrifft zum Beispiel den Wirkungsgrad des Kältekompressors. Andererseits werden zunehmend Untersuchungen des Gesamtsystems und der Interaktion der Kreislaufkomponenten durchgeführt. Dies stellt aus mehreren Gründen eine Herausforderung dar:

- Der Energieverbrauch eines Kühlgeräts wird stark von dynamischen Vorgängen bestimmt. Die Regelung der Kühlleistung erfolgt meist durch Intervallbetrieb des Geräts, wodurch häufig instationäre Betriebszustände auftreten. Abbildung 1.2 zeigt beispielsweise einen typischen zeitlichen Verlauf der elektrischen Leistung eines Haushaltskühlgeräts im Betrieb.

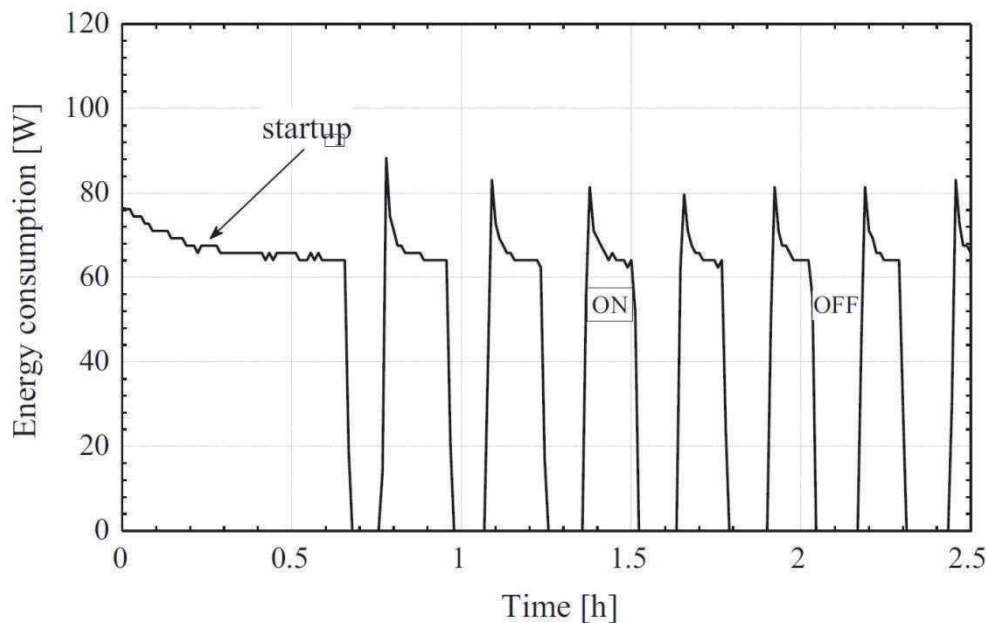


Abbildung 1.2: Zeitlicher Verlauf der elektrischen Leistung im Betrieb [3]

- In Versuchen an Kühlkreisläufen sind die zu messenden Größen sehr klein. Der Kreislauf eines Haushaltskühlgerätes enthält eine Kältemittelmasse von nur wenigen Gramm [4]. Die zu messenden Massenströme und Wärmemengen haben entsprechend niedrige Werte, die, wie erwähnt, dynamisch bestimmt werden müssen. Genaue Messungen sind daher relativ aufwendig.
- Die Strömung des Kältemittels ist dreidimensional, instationär und in weiten Bereichen des Kühlkreislaufs zweiphasig. Die Wärmeübertragung im Kreislauf ist daher sehr komplex.
- Viele schwer zu erfassende Umstände beeinflussen den Betrieb. Dazu zählen einerseits Umwelteinflüsse, wie der Aufstellungsort oder das Anwenderverhalten, aber auch interne Effekte, wie ein mit der Zeit zunehmender Wasseranteil im Kältemittel, die Löslichkeit des Kältemittels im Öl des Kompressors, usw.

Eine vielseitige Möglichkeit zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Kühlkreisläufen stellen numerische Kreislaufsimulationen dar. Ein funktionierendes Kreislaufmodell erleichtert die Durchführung von Parameterstudien und ermöglicht die computergestützte Optimierung des Gesamtsystems. Interessierende Zustandsgrößen können über die Zeit aufgelöst an vielen Stellen des Kreislaufs bestimmt werden, die für Messungen nur schwer zugänglich wären. Voraussetzung für ein repräsentatives Kreislaufmodell ist, dass die wesentlichen physikalischen Vorgänge im Kühlkreislauf im Modell angemessen beschrieben werden.

An der Technischen Universität Graz beschäftigt sich das Forschungskonsortium ECO-COOL mit Methoden zur Effizienzsteigerung von Haushaltskühlgeräten. Von einer Arbeitsgruppe am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) wurde im Zuge dieses Projekts bereits mehrere Jahre geforscht und es wurden zahlreiche Fachartikel zum Thema publiziert, auf die im Folgenden an vielen Stellen Bezug genommen wird. Auch das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (TTM) ist als Partner in diesem Forschungskonsortium vertreten. Die vorliegende Diplomarbeit ist als Teil des ECO-COOL-Projektes am TTM entstanden.

1.2 ZIELE

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein numerisches Kreislaufmodell zur dynamischen Simulation von Kompressionskältekreisläufen in Haushaltskühlgeräten zu erstellen. Dazu werden für die einzelnen Komponenten des Kühlkreislaufs Modellgleichungen formuliert und diese in einer gemeinsamen Simulation unter Vorgabe von Rand- und Anfangsbedingungen gelöst. Es wird die Prozesssimulationssoftware IPSEpro der Firma SimTech verwendet. SimTech ist ebenfalls als Firmenpartner im ECO-COOL-Projekt vertreten. Die Arbeit ist folgendermaßen strukturiert:

Im anschließenden Kapitel 2 werden theoretische Grundlagen aus dem behandelten Themengebiet zusammengefasst. Das Funktionsprinzip des Kompressionskältekreislaufs wird erklärt und eine kurze Einführung in die Zweiphasenströmung in Wärmetauscherrohren gegeben.

Kapitel 3 behandelt die Modellbildung der einzelnen Komponenten des Kühlkreislaufs. Ausgehend von den realen technischen Bauteilen werden durch schrittweises Abstrahieren mathematische Modelle zur Beschreibung des Betriebsverhaltens der Komponenten in der Simulation entwickelt.

Anschließend wird in Kapitel 4 die Implementierung dieser Modelle in die Simulationssoftware IPSEpro beschrieben.

In Kapitel 5 werden die Ergebnisse der Simulation präsentiert und diskutiert.

Kapitel 6 enthält eine abschließende Zusammenfassung und es werden Ansatzpunkte für eine Weiterentwicklung des Kreislaufmodells vorgeschlagen.

2 EINFÜHRENDE THEORIE

Im diesem Kapitel werden einige grundlegende Themen behandelt, die bei der theoretischen Betrachtung von Kühlkreisläufen von Bedeutung sind. Anfänglich wird das Prinzip des Kompressionskältekreislaufs wiederholt. Anschließend wird eine kurze Einführung in die Zweiphasenströmung gegeben, da diese bei der Wärmeübertragung im Kompressionskältekreislauf von großer Bedeutung ist.

2.1 KOMPRESSIONSKÄLTEKREISLAUF

Zur Erzeugung der gewünschten Temperaturdifferenz zwischen der Umgebung und dem Compartment von Kühlgeräten für den Haushaltsbereich wird zum überwiegenden Teil das Prinzip des Kompressionskältekreislaufs genutzt. Dieses wird im Folgenden kurz beschrieben. Die Erklärungen dazu sind [4] entnommen.

Bei Kompressionskälteanlagen wird in einem linksläufigen Kreisprozess unter Aufwendung von Arbeit, Wärme von einem niedrigen auf ein höheres Temperaturniveau gehoben. Damit ist es möglich, dem Compartment bei niedrigem Temperaturniveau Wärme zu entziehen und diese bei höherem Niveau an die Umgebung abzugeben, um eine ständige Temperaturdifferenz zwischen Compartment und Umgebung aufrecht zu erhalten. Abbildung 2.1 zeigt das grundsätzliche Schema eines Kompressionskältekreislaufes.

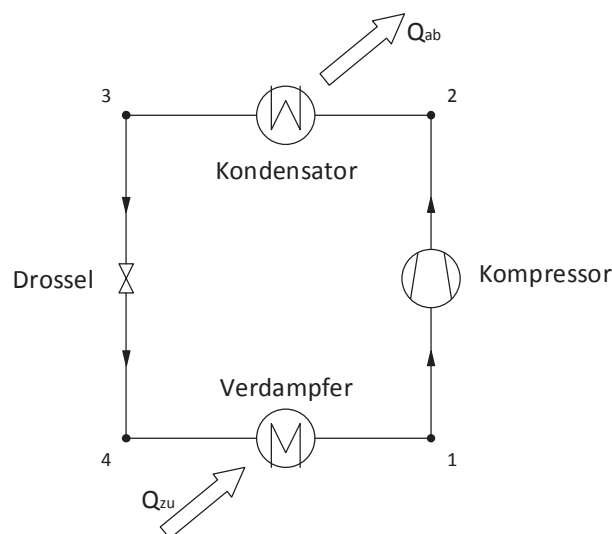


Abbildung 2.1: Schema eines Kompressionskältekreislaufes

Das Arbeitsmedium¹ durchläuft periodisch den skizzierten technischen Prozess und erfährt dabei mehrere Zustandsänderungen. Beginnend beim mit **1** bezeichneten Zustand tritt das dampfförmige Kältemittel in den Kompressor ein und wird dort auf den Zustand **2** verdichtet, der sich durch ein höheres Druck- und Temperaturniveau auszeichnet. Dieser Zustand ist so gewählt, dass die Temperatur des Kältemittels ausreichend weit über der Umgebungstemperatur liegt, um die Wärme Q_{ab} vom Kältemittel an die Umgebung abzugeben und dabei das Kältemittel zu verflüssigen. Dieser Vorgang vollzieht sich im Kondensator.

Anschließend strömt das Kältemittel vom Zustand **3** durch ein Drosselorgan. In Haushaltskühlgeräten wird dazu ein Kapillarrohr verwendet. Dies ist ein langes Rohr mit geringem Durchmesser und entsprechend hohem Druckverlust. Dadurch wird das Kältemittel entspannt und dabei auf den Zustand **4** abgekühlt.

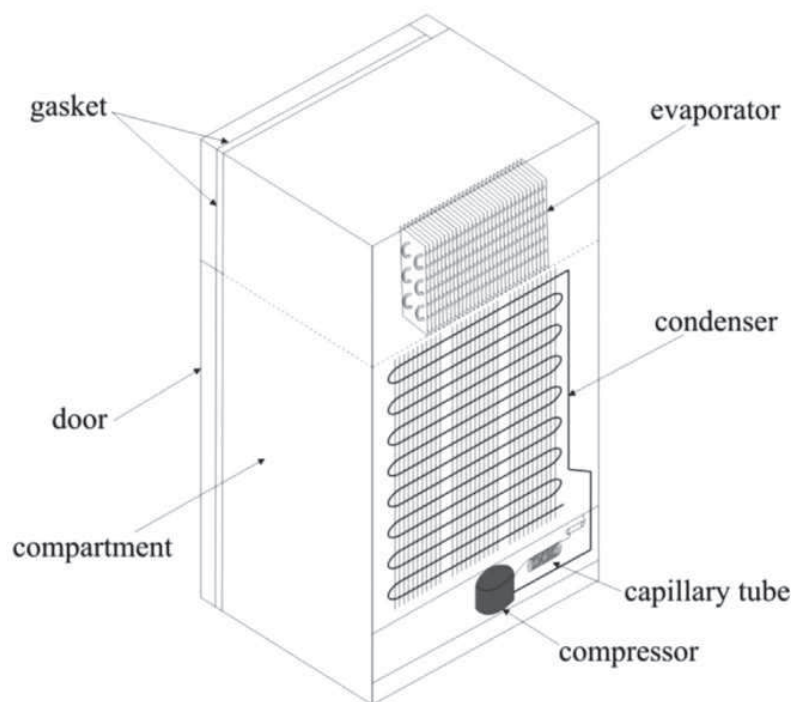


Abbildung 2.2: Kompressionskältekreislauf in einem Kühlgerät [3]

Das Kältemittel liegt im Zustand **4** zweiphasig auf niedrigem Temperaturniveau vor. Dieser Zustand ist wiederum so gewählt, dass eine ausreichende Temperaturdifferenz zwischen

¹ bei Kühlkreisläufen als Kältemittel bezeichnet, in Haushaltsanwendungen in Europa meist Isobutan (R600a)

Kältemittel und Compartment besteht, um dem Compartment die Wärme Q_{zu} zu entziehen und dabei das Kältemittel zu verdampfen. Dies geschieht im Verdampfer, an dessen Austritt wieder das Überströmen zum Kompressor erfolgt und das Kältemittel erneut den beschriebenen Zyklus durchläuft. Abbildung 2.2 zeigt die Anordnung in einem Kühlgerät.

In Abbildung 2.3 ist der beschriebene Kreisprozess im Ts-Diagramm dargestellt. Er wird gegen den Uhrzeigersinn durchlaufen. ΔT stellt die Temperaturdifferenz zwischen Kühlraum und Verdampfer bzw. zwischen Kondensator und Umgebung dar.

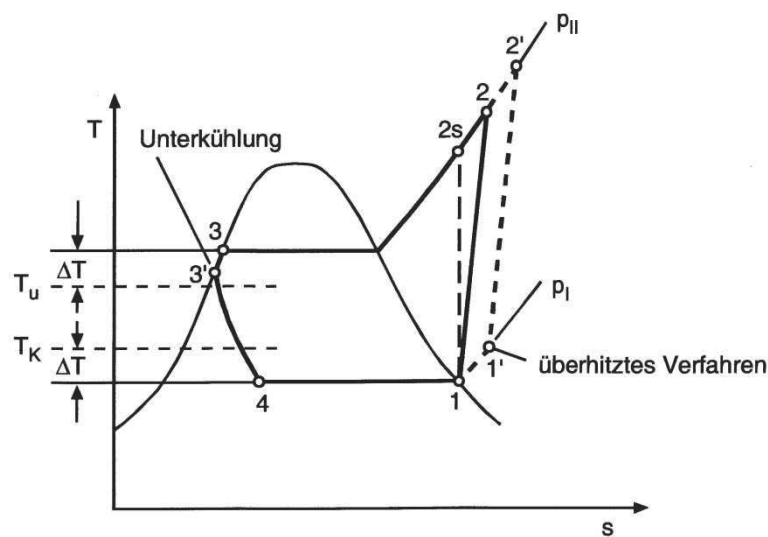


Abbildung 2.3: Ts-Diagramm Kompressionskälteprozess aus [4]
 T_K ...Kühlraumtemperatur, T_u ...Umgebungstemperatur

Der Eintritt in den Kompressor erfolgt meist im überhitzten Zustand $1'$, um das Ansaugen von flüssigem Kältemittel in den Kompressor zu vermeiden. Dies würde die Schmierung beeinträchtigen und zu Schäden führen [5]. Dementsprechend tritt das Kältemittel im Zustand $2'$ aus dem Kompressor aus und in den Kondensator ein. Der Austritt aus dem Kondensator erfolgt im Auslegungsfall im Zustand $3'$.

In Kühlkreisläufen von Haushaltskühlgeräten wird meist eine Kapillare mit internem Wärmetauscher eingesetzt. Ein Teil des Kapillarrohres verläuft dabei in der Saugleitung des Kompressors, wie in Abbildung 2.4 ersichtlich.

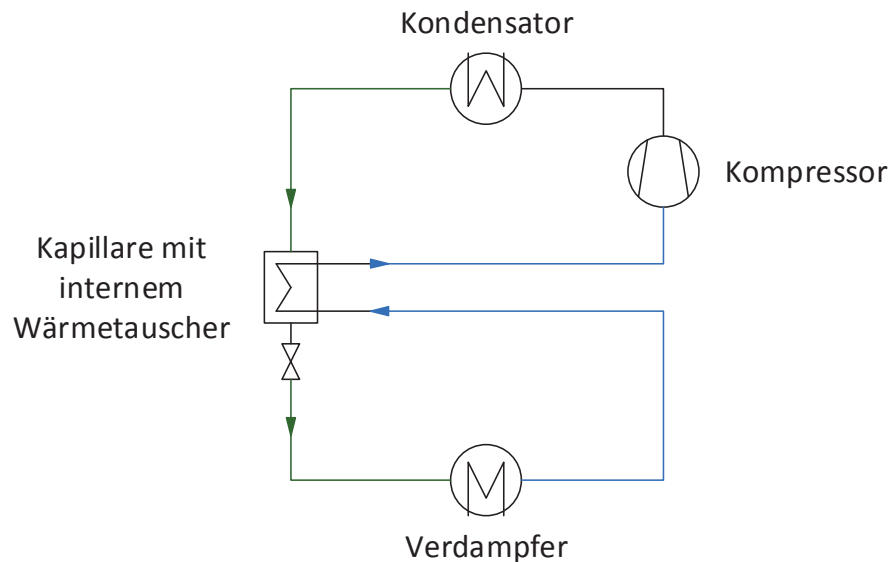


Abbildung 2.4: Kühlkreislauf mit internem Wärmetauscher

Der grün dargestellte Kältemittelstrom im Kapillarrohr tritt dadurch stärker unterkühlt in den Verdampfer ein, wodurch die Kälteleistung erhöht wird. Entsprechend wird der blaue Kältemittelstrom in der Saugleitung zusätzlich erhitzt. Damit kann der Eintritt von zweiphasigem Kältemittel in den Kompressor zuverlässig vermieden werden [6].

Der in Abbildung 2.4 dargestellte Kühlkreislauf soll im Zuge dieser Arbeit simuliert werden. Dazu werden für jede Komponente Modelle erstellt und deren gemeinsames Verhalten in einer Kreislaufsimulation untersucht. Besonders die Modellierung von Verdampfer und Kondensator ist dabei aufwendig. Diese sind meist als horizontale Rohrschlangen ausgeführt, entlang derer die Wärmeübertragung erfolgt. Ein Großteil dieser Wärme wird dabei im Zweiphasengebiet übertragen, wie im Ts-Diagramm in Abbildung 2.3 ersichtlich ist. Im nächsten Abschnitt wird daher eine kurze Einführung in die Wärmeübertragung bei Zweiphasenströmung in horizontalen Rohren gegeben.

2.2 KONDENSATION UND VERDAMPFUNG IN HORIZONTALEN ROHREN

Zur Modellierung der beiden Wärmetauscher für die Kreislaufsimulation ist die Beschreibung der Kältemittelströmung in diesen Komponenten wesentlich. Vor allem der Wärmeübergang und der Druckverlust sind von Interesse. Später, in Kapitel 3, werden Modelle zur Bestimmung dieser Größen vorgestellt. Um ein besseres Verständnis dieser Modelle zu ermöglichen, werden in diesem Abschnitt die Grundlagen dazu kurz beschrieben. Die folgenden Ausführungen stellen eine Zusammenfassung des Kapitels *Strömungen mit Phasenumwandlung* aus [7] dar.

Strömt ein zweiphasiges Medium durch ein horizontales Rohr, können abhängig von der Geschwindigkeit der beiden Phasen verschiedene Strömungsformen, auch Strömungsregime oder Flow Patterns genannt, beobachtet werden. Abbildung 2.5 zeigt typische Flow Patterns in einem adiabaten Rohr. Diese Flow Patterns stellen Grundtypen der Strömung dar, zwischen denen noch Übergangs- und Mischformen möglich sind. Wegen der vorwiegend englischsprachigen Literatur werden im Folgenden die englischen Bezeichnungen für die Flow Patterns verwendet.

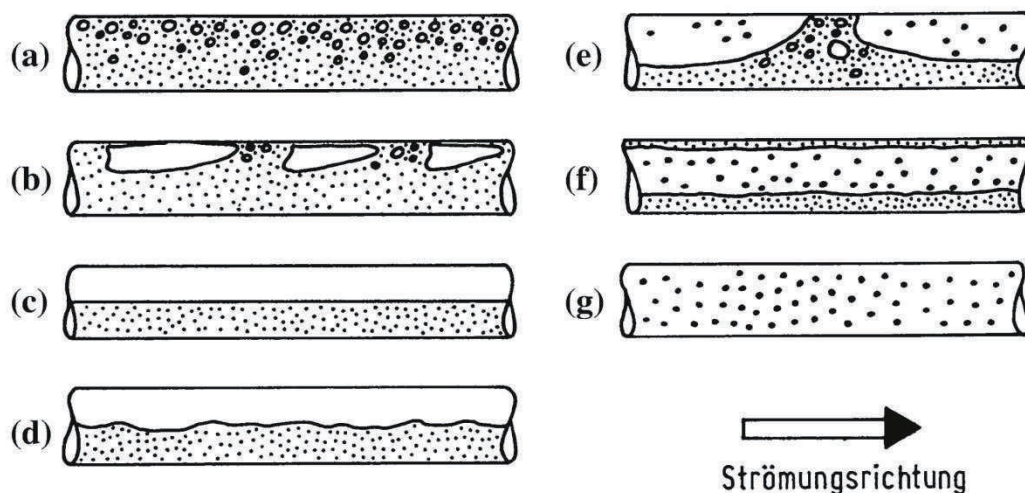


Abbildung 2.5: Strömungsformen im horizontalen, unbeheizten Rohr [7]; a) Bubbly Flow; b) Plug Flow; c) Stratified Flow; d) Stratified-Wavy Flow; e) Slug Flow; f) Annular Flow g) Mist Flow

Im horizontalen Rohr wird die Flüssigphase aufgrund der Schwerkraft vorwiegend im unteren Teil, die Gasphase im oberen Teil des Rohres transportiert. Je höher die Strömungsgeschwindigkeit, umso größer der Einfluss der Trägheitskräfte, der zu einer Vermischung der beiden Phasen führt. Bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten dominieren daher die Flow Patterns mit ausgeprägter Schichtung wie Stratified Flow und Stratified-Wavy Flow, während bei hohen Geschwindigkeiten auch Plug Flow und Bubbly Flow auftreten. Das Strömungsbild wird deshalb bei hohen Geschwindigkeiten zunehmend symmetrischer und die Strömung im horizontalen Rohr nähert sich an die im vertikalen Rohr an.

Entscheidend für das sich einstellende Flow Pattern sind wie erwähnt die Geschwindigkeiten der beiden Phasen. Zur Charakterisierung der Zweiphasenströmung werden die Massenstromdichte G , der Strömungsdampfgehalt x^* sowie der Querschnittsgasgehalt ε , im Folgenden als Void Fraction bezeichnet, verwendet.

Die Massenstromdichte G wird nach Gl. (1) als Massenstrom \dot{m} im Rohr, bezogen auf den Rohrquerschnitt A definiert.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (1)$$

Der Strömungsdampfgehalt x^* wird aus dem Verhältnis des Dampfmassenstromes \dot{m}_G zum Gesamtmassenstrom \dot{m} im Rohr berechnet.

$$x^* = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}} \quad (2)$$

Im Gegensatz dazu bezieht sich die Void Fraction ε auf einen bestimmten Rohrquerschnitt und gibt den von der Gasphase eingenommenen Flächenanteil im Querschnitt an.

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A} \quad (3)$$

Abbildung 2.6 zeigt die Fläche A_G anhand einer Querschnittsaufnahme aus [8]. Zu sehen ist das Flow Pattern Stratified-Wavy Flow.

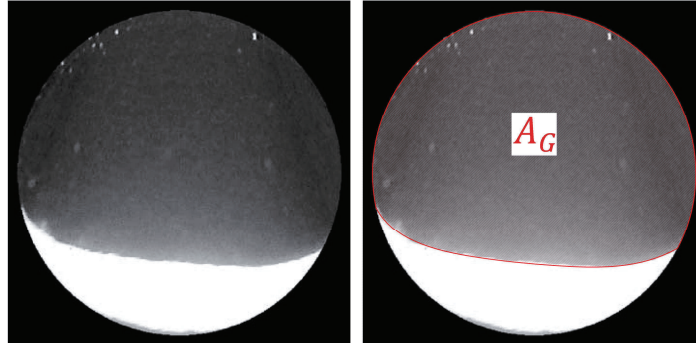


Abbildung 2.6: Querschnittsaufnahme Stratified-Wavy Flow [8] und von Gasphase ausgefüllter Querschnitt A_G

Die Flow Patterns aus Abbildung 2.5 können auch bei Wärmezufuhr oder -abfuhr in Verdampfer- bzw. Kondensatorrohren beobachtet werden. Dabei bewirkt der Wärmeaustausch mit der Umgebung eine Änderung des Dampfgehaltes in Strömungsrichtung und damit eine Veränderung der Strömungsgeschwindigkeiten der beiden Phasen. In nicht-adiabaten Rohren stellen sich deshalb in unterschiedlichen Rohrabschnitten verschiedene Flow Patterns ein. Abbildung 2.7 zeigt die Strömung in einem horizontalen Kondensatorrohr bei hoher und niedriger Geschwindigkeit am Rohreintritt.

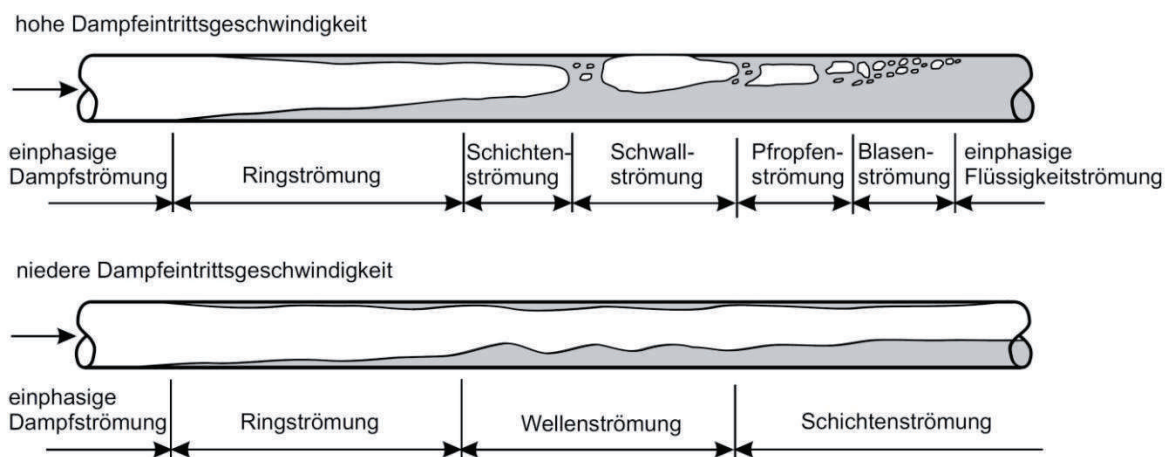


Abbildung 2.7: Flow Patterns bei Kondensation im horizontalen Rohr [9]

In Abbildung 2.8 ist die Strömung durch ein horizontales Verdampferrohr, also bei Wärmezufuhr dargestellt. Im Gegensatz zur Kondensation wird das Strömungsbild hier zusätzlich von der Blasenbildung beeinflusst.

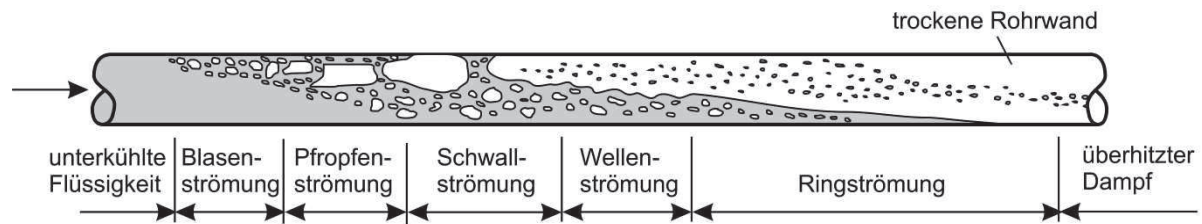


Abbildung 2.8: Flow Patterns bei Verdampfung im horizontalen Rohr [9]

Das im Wärmetauscher herrschende Flow Pattern hat entscheidenden Einfluss auf die Größe des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Kältemittel und Rohrwand, sowie auf den Druckverlust im betrachteten Rohrabschnitt. Deshalb muss zur Modellierung von Verdampfer und Kondensator das Flow Pattern des Kältemittels im Rohr bestimmt werden. Dazu werden sogenannte Flow Pattern Maps verwendet, die im folgenden Abschnitt vorgestellt werden.

2.3 FLOW PATTERN MAPS

Flow Pattern Maps dienen zur Klassifizierung von Zweiphasenströmungen und bilden die Grundlage moderner Wärmeübergangsmodelle für Kondensation und Verdampfung. Sie werden experimentell durch Variation von Strömungsparametern und Beobachtung der sich einstellenden Strömung erstellt. Sie unterscheiden sich für Kondensation und Verdampfung.

Flow Pattern Map für Kondensation

Im Zuge dieser Arbeit wurde für die Kondensation die Flow Pattern Map aus [10] verwendet. Diese ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Als Koordinaten dienen die Massenstromdichte G und der Dampfgehalt x des Kältemittels.

Es werden fünf Flow Patterns unterschieden, deren Existenzbereiche durch Grenzkurven voneinander getrennt sind:

- Stratified Flow **S**
- Stratified-Wavy Flow **SW**
- Intermittent Flow **I**
- Annular Flow **A**
- Mist Flow **MF**

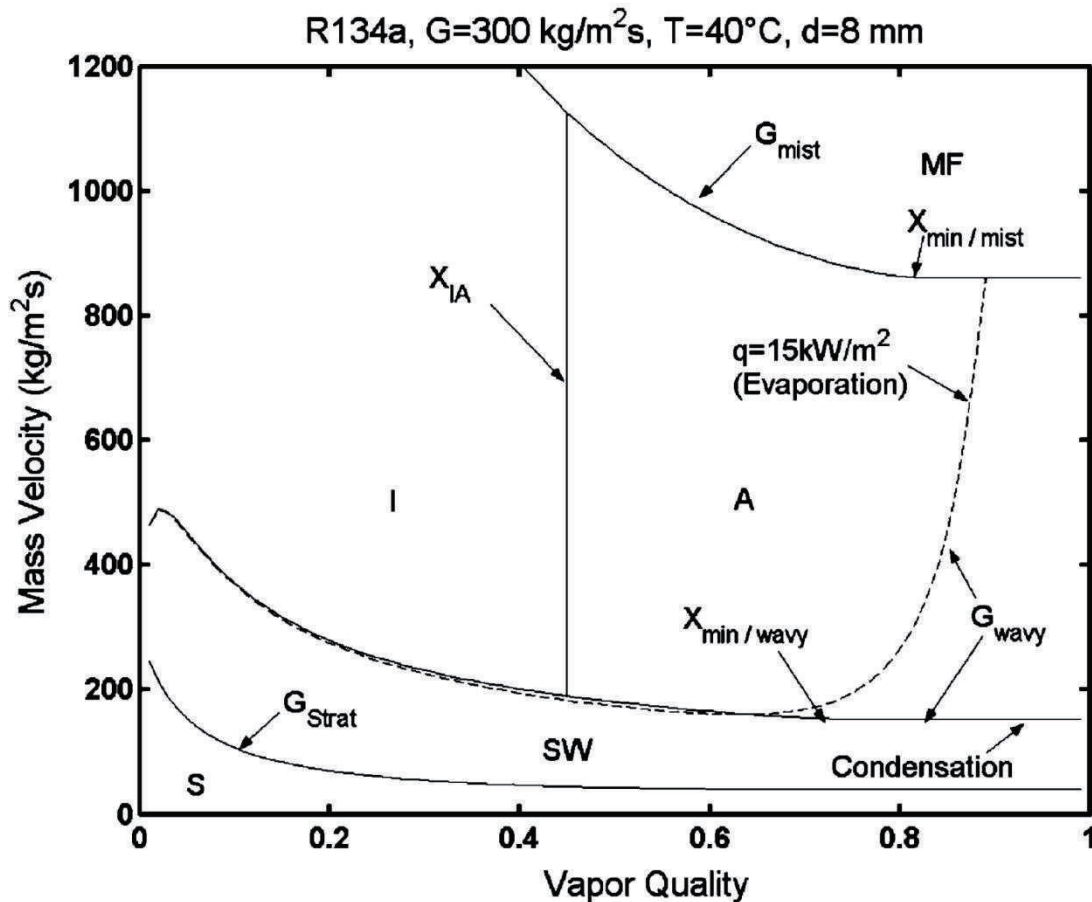


Abbildung 2.9: Flow Pattern Map für Kondensation nach [10]

An den Grenzkurven G_{Strat} , G_{wavy} , G_{mist} und x_{IA} erfolgt der Übergang zwischen den Flow Patterns. Dieser Übergang ist nicht schlagartig, sondern vollzieht sich über einen größeren Bereich um die Grenzkurven. Für die Kurve G_{wavy} wird in [10] beispielsweise ein Bereich von $\pm 50 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ für den Übergang zwischen zwei stabilen Flow Patterns angegeben.

Flow Pattern Map für Verdampfung

Für die Bestimmung des Flow Patterns im Verdampfer wurde die in Abbildung 2.10 dargestellte Flow Pattern Map nach [11] verwendet. Zusätzlich zu den bei der Kondensation auftretenden Flow Patterns werden dabei die Patterns Slug, Slug+Stratified-Wavy und Dryout unterschieden.

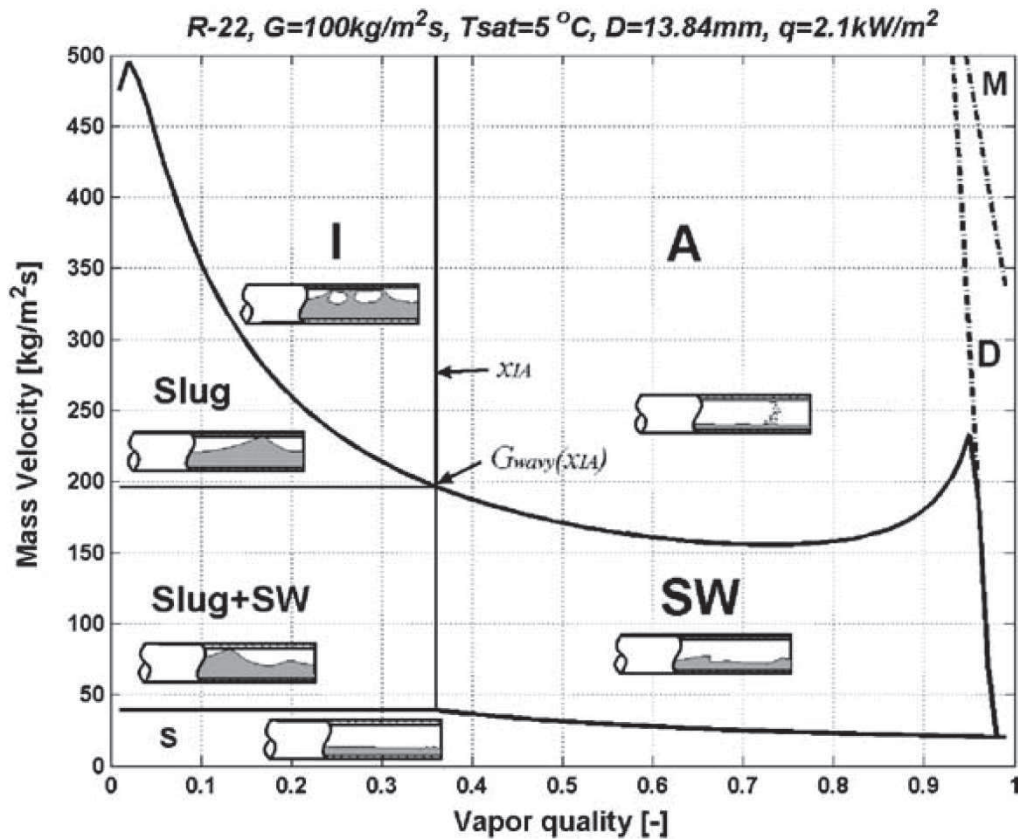


Abbildung 2.10: Flow Pattern Map für Verdampfung [11]

Bestimmung des Flow Patterns

Die Grenzkurven für die Flow Pattern Maps werden in [10] und [11] als empirische Funktionen der Geometrie, der Stoffwerte der Gas- und Flüssigphase sowie der Größen G , x und ε angegeben. Die Bestimmung der Void Fraction ε erfolgt dabei mit der sogenannten LM ε -Methode nach Gl. (4).

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_H - \varepsilon_{RA}}{\ln\left(\frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_{RA}}\right)} \quad (4)$$

Diese ist eine logarithmische Mittelwertbildung zwischen der Void Fraction ε_H berechnet mittels homogenen Modells und ε_{ra} zufolge eines Drift-Flux-Modells.

Das homogene Modell geht dabei von der Annahme aus, dass Gas und Flüssigkeit als homogenes Gemisch durch den Strömungskanal strömen und kein Geschwindigkeitsunterschied zwischen den beiden Phasen auftritt [9]. Diese Annahme ist bei

hohen Strömungsgeschwindigkeiten gut erfüllt (z.B. bei Mist Flow). Für die Void Fraction ergibt sich daraus die Beziehung in Gl. (5).

$$\varepsilon_H = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad (5)$$

Das Drift-Flux-Modell berücksichtigt unterschiedliche Geschwindigkeiten der beiden Phasen. Speziell bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten erzielt das Drift-Flux-Modell bessere Ergebnisse als das homogene Modell [9]. Die Void Fraction nach dem Drift-Flux-Modell wird in [10] mit Gl. (6) berechnet.

$$\varepsilon_{RA} = \frac{x}{\rho_G} \left([1 + 0,12(1-x)] \left[\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right] + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]}{G\rho_L^{0,5}} \right)^{-1} \quad (6)$$

Mit Hilfe der Größen G , x und ε werden die Grenzkurven zwischen den Flow Patterns berechnet. Anhand der Koordinaten G und x kann dann für die Zweiphasenströmung ein Punkt in der Flow Pattern Map bestimmt, und das zugehörige Flow Pattern abgelesen werden. In Abbildung 2.11 ist dies exemplarisch für ein Wertepaar (G, x) dargestellt. Für den gewählten Punkt ergibt sich Intermittent Flow.

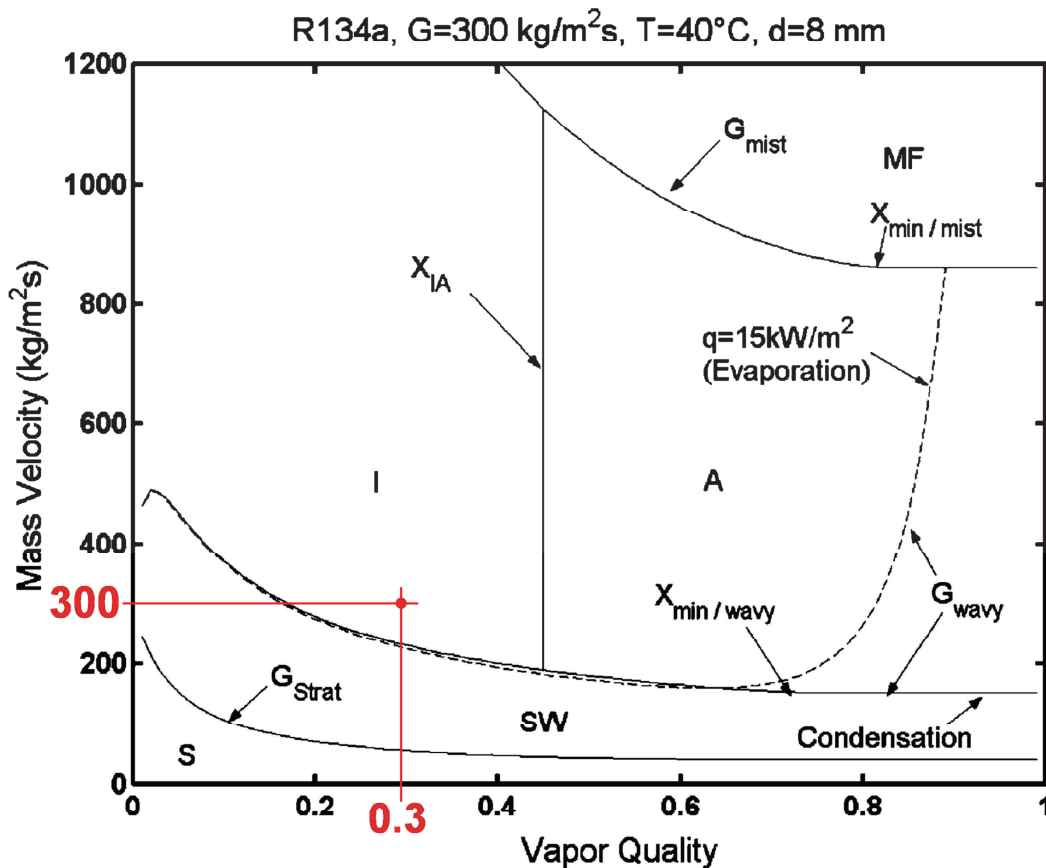


Abbildung 2.11: Bestimmung des Flow Patterns für $G = 300 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$ und $x = 0,3$

Der Vorteil der Unterscheidung von Zweiphasenströmungen in Flow Patterns liegt darin, dass die Modelle für den Wärmeübergang und den Druckverlust an die lokal vorliegenden Strömungsverhältnisse angepasst werden können. Großen Einfluss auf den Wärmeübergang hat beispielsweise der von der Flüssigphase benetzte Umfang, der eine direkte Folge des vorliegenden Flow Patterns ist [8]. Es kann daher eine deutlich höhere Genauigkeit bei der Vorhersage des Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden, als bei der Verwendung von Modellen die auf die Bestimmung des lokalen Flow Patterns verzichten [10].

Im anschließenden Kapitel 3 erfolgt die mathematische Beschreibung der einzelnen Komponenten des Kühlkreislaufes. Für die Modellierung der beiden Wärmetauscher werden in weiterer Folge der Druckverlust und die Wärmeübergangszahl benötigt. Die dazu verwendeten Modelle bauen auf der hier vorgestellten Bestimmung des Flow Patterns auf.

3 MODELLENTWICKLUNG

Ziel der Arbeit ist es, das dynamische Verhalten des Kühlkreislaufes im Betrieb computergestützt zu simulieren. Dazu müssen mathematische Modelle gefunden werden, die das wesentliche Betriebsverhalten der einzelnen Komponenten in der Kreislaufsimulation wiedergeben. Im folgenden Kapitel werden die Modelle für Kondensator, Verdampfer, Kompressor und Kapillare aufeinanderfolgend beschrieben. Damit liegt am Ende des Kapitels das vollständige theoretische Modellgerüst für die transiente Kreislaufsimulation vor. Im anschließenden Kapitel 4 wird dann die numerische Implementierung dieser Modelle beschrieben.

In [12] wird eine mögliche Vorgangsweise für die Modellierung des Kondensators vorgestellt. Analog dazu wurde das hier behandelte Kondensatormodell entwickelt.

3.1 KONDENSATORMODELL

Im folgenden Abschnitt wird der Weg von der realen technischen Ausführung eines Kühlgerätekondensators hin zum mathematischen Modell beschrieben. Anfangs wird eine verbreitete Bauweise vorgestellt und es werden geometrische Vereinfachungen getroffen. Anschließend werden die Grundgleichungen der Thermodynamik und der Strömungslehre auf die idealisierte Geometrie angewendet.

Die auf diese Weise entwickelten Gleichungen zur Beschreibung des Kondensators enthalten neben Stoff- und Zustandsgrößen die strömungsabhängigen Größen Wärmeübergangszahl und Druckverlust. Um diese Größen bestimmen zu können, werden zwei Berechnungsmodelle für die Wärmeübergangszahl und den Druckverlust vorgestellt.

3.1.1 Vereinfachung der Geometrie

Der untersuchte Kondensatortyp ist eine wichtige Komponente in Haushaltskühlgeräten und somit ein typisches Massenprodukt. Neben dem effizienten Wärmeübergang ist die konstruktive Ausführung deshalb vor allem durch den Wunsch nach kostengünstiger Fertigung bestimmt. Abbildung 3.1 zeigt die Bauweise eines Kondensators, wie er

üblicherweise in Haushaltskühlgeräten verwendet wird. Diese Bauform wird mit dem Begriff Wire-on-Tube bezeichnet [13].

An einem mäanderförmig gebogenen Rohr mit einem Durchmesser von wenigen Millimetern sind durch Punktschweißen beidseitig Drähte angebracht. Diese dienen als Kühlrippen und vergrößern die Oberfläche für die Wärmeübertragung. Im Inneren des Rohres strömt das Kältemittel (z.B. Isobutan R600a) und wird dabei auf seinem Weg durch den Kondensator abgekühlt. Diese Wärme wird an der Außenseite des Kondensators durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung abgegeben.

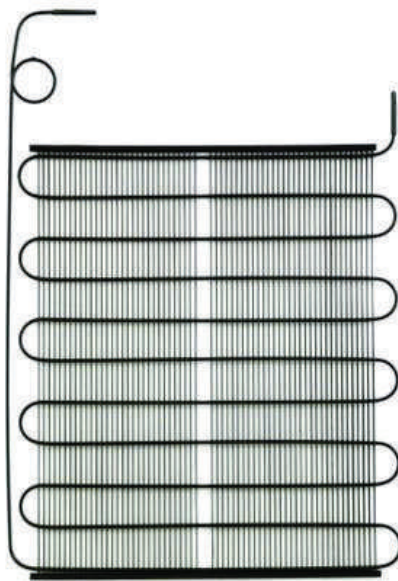


Abbildung 3.1: Wire-on-Tube Kondensator [14]

Um diesen Vorgang zu modellieren wird die Geometrie des Kondensators stark vereinfacht. Die Rohrbögen und Drahtrippen werden vernachlässigt und der Kondensator als gerades, horizontales Rohr mit konstantem Durchmesser, wie in Abbildung 3.2 dargestellt, betrachtet. Die Geometrie des Kondensatormodells ist damit durch die Angabe von Innen- und Außendurchmesser, sowie der Rohrlänge vollständig definiert.

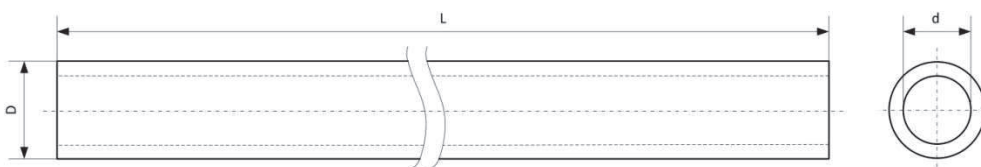


Abbildung 3.2: Kondensator vereinfacht als horizontales Rohr

Zusätzlich werden für die Entwicklung des Modells die folgenden Vereinfachungen getroffen:

- Kältemittelströmung und Rohr werden eindimensional betrachtet
- Gravitationskräfte werden vernachlässigt
- Wärmeleitung im Kältemittel in Strömungsrichtung wird vernachlässigt
- Die Änderung der Äußereren Energie in der Energiegleichung wird vernachlässigt

3.1.2 Diskretisierung des Kondensatorrohrs

Mit Hilfe dieser vereinfachten Geometrie ist es möglich, die physikalischen Vorgänge im Kondensator allgemein für ein Teilstück des Kondensatorrohrs zu beschreiben. Der Kondensator kann dann aus beliebig vielen dieser Einzelemente aufgebaut werden, ohne dass die beschreibenden Gleichungen für jedes Element neu entwickelt werden müssen. Man spricht dabei von Finite-Volumen-Methode. Abbildung 3.3 zeigt ein solches Finites Volumen und die gewählten Bezeichnungen:

- *Feed* für den Eintritt des Kältemittels in das Rohrelement
- *Drain* für den Austritt
- *Gas* für das Kältemittel im betrachteten Rohrelement
- *Pipe* für das Rohrmaterial und dessen Stoffwerte
- *Ambience* für die Umgebung des Kondensators

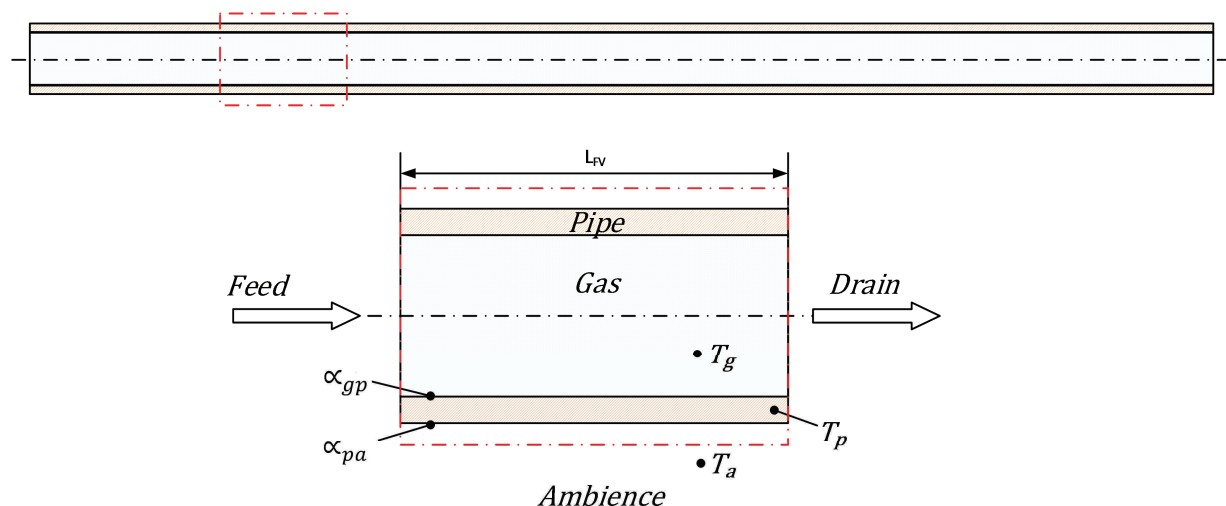


Abbildung 3.3: Finites Volumenelement als Teil des Kondensatorrohrs

Das Kältemittel strömt in das Rohrelement ein und gibt Wärme an die Rohrwand ab. Diese Wärme wird radial durch die Rohrwand geleitet und an der Außenfläche des Rohres an die Umgebung abgegeben. Aufgrund der geringen Wandstärke und der hohen Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials wird der radiale Temperaturgradient in der Rohrwand vernachlässigt. Die Temperaturverteilung in der Wand wird damit durch einen Wert für die Rohrtemperatur ersetzt.

Der konvektive Wärmeübergang an der Rohrwand wird durch die Wärmeübergangskoeffizienten α_{gp} (gas - pipe) und α_{pa} (pipe - ambience) beschrieben. Ihre Bestimmung wird in Abschnitt 3.1.5 erklärt.

3.1.3 Energie- und Massenbilanz eines Rohrelementes

Betrachtet man Kältemittel und Rohr als zwei getrennte thermodynamische Systeme und schreibt die Wärme- und Enthalpieströme über die Systemgrenzen an, so erhält man eine Darstellung wie in Abbildung 3.4. Die Wärmeübertragung erfolgt natürlich über den gesamten Umfang. Das Rohr in Abbildung 3.4 ist nur symbolisch dargestellt.

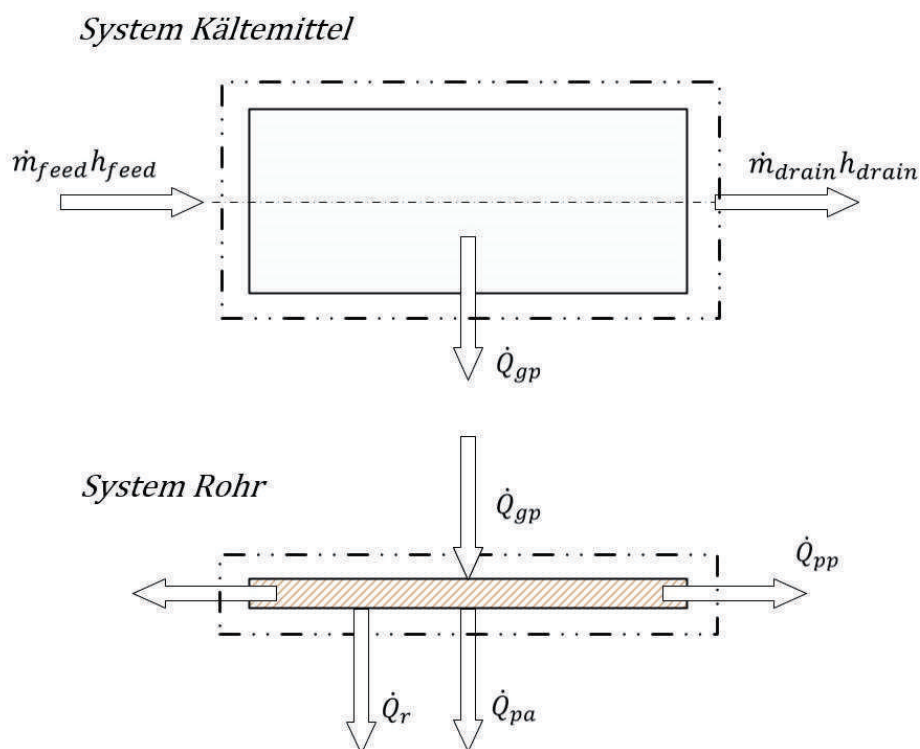


Abbildung 3.4: Wärme- und Enthalpieströme im Kondensatorelement

System Kältemittel

Für das Kältemittel können die Massenbilanz Gl. (7) und die Energiebilanz Gl. (8) angeschrieben werden. Die im Kondensator gespeicherte Kältemittelmasse m ändert sich abhängig von den zu- und abfließenden Massenströmen mit der Zeit t .

$$\dot{m}_{feed} - \dot{m}_{drain} = \frac{dm}{dt} \quad (7)$$

Die zeitliche Änderung der im Kondensator gespeicherten inneren Energie U entspricht der Summe aus zu- und abgeführten Enthalpieströmen und der übertragenen Wärmeleistung \dot{Q}_{gp} zwischen Kältemittel und Rohr.

$$\dot{m}_{feed}h_{feed} - \dot{m}_{drain}h_{drain} - \dot{Q}_{gp} = \frac{dU}{dt} \quad (8)$$

Die Änderung der inneren Energie kann mit Hilfe der Kettenregel noch auf die Änderung der spezifischen inneren Energie und die Änderung der Masse im Kondensator zurückgeführt werden. Damit kann die Energiebilanz wie in Gl. (9) angeschrieben werden.

$$\dot{m}_{feed}h_{feed} - \dot{m}_{drain}h_{drain} - \dot{Q}_{gp} = m \frac{du}{dt} + \frac{dm}{dt}u \quad (9)$$

Aufgrund der Reibung tritt ein Druckverlust im Rohrelement auf. Der Druck p_{feed} am Eintritt sinkt um den Druckverlust Δp auf den Austrittsdruck p_{drain} ab.

$$p_{feed} - \Delta p = p_{drain} \quad (10)$$

Die Größe des Druckverlustes ist strömungsabhängig. Das verwendete Modell zur Bestimmung von Δp wird im Abschnitt 3.1.6 beschrieben.

System Rohr

Das Rohr kann mit der Energiebilanz nach Gl. (11) beschrieben werden. Dabei sind mehrere Wärmeströme zu berücksichtigen.

- \dot{Q}_{gp} wird dem Kältemittel entzogen und dem Rohr zugeführt
- \dot{Q}_{pp} wird durch Wärmeleitung in der Rohrwand mit den benachbarten Rohrelementen ausgetauscht
- \dot{Q}_{pa} wird konvektiv vom Rohr an die Umgebungsluft übertragen

- \dot{Q}_r wird durch Strahlung an die Umgebung abgegeben

Die Summe dieser Wärmeleistungen entspricht der zeitlichen Änderung der inneren Energie des Rohres. Diese kann mit Hilfe der Dichte ρ_p , der spezifischen Wärmekapazität c_p des Rohrmaterials und dem Rohrvolumen V_p auf die zeitliche Änderung der Rohrtemperatur T_p zurückgeführt werden.

$$\dot{Q}_{gp} - \dot{Q}_{pp} - \dot{Q}_r - \dot{Q}_{pa} = \rho_p c_p V_p \frac{dT_p}{dt} \quad (11)$$

3.1.4 Beschreibung der Wärmeströme

Die in Gl. (9) und Gl. (11) auftretenden Wärmeströme müssen noch durch geeignete Beziehungen mit den im Kondensator herrschenden Temperaturdifferenzen verknüpft werden. Dabei liegen der Wärmeübertragung unterschiedliche Mechanismen zugrunde.

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_{gp} wird durch erzwungene Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{gp} zwischen Kältemittel und Rohrwand übertragen. Auf die Bestimmung von α_{gp} entfällt ein Großteil des Modellierungsaufwandes. Auf das dazu verwendete Wärmeübertragungsmodell wird in Abschnitt 3.1.5 genauer eingegangen. Die Wärmeübertragung erfolgt über die innere Mantelfläche des Rohres $d\pi L_{FV}$. Die treibende Temperaturdifferenz ist jene zwischen Kältemittel und Rohr.

$$\dot{Q}_{gp} = \alpha_{gp} d\pi L_{FV} (T_g - T_p) \quad (12)$$

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_{pa} wird durch freie Konvektion an der Rohraußenseite mit der Mantelfläche $D\pi L_{FV}$ übertragen. Der Wärmeübergangskoeffizient ist α_{pa} . Die maßgebliche Temperaturdifferenz ist jene zwischen Rohr und Umgebung, wobei die Umgebungstemperatur als konstant angenommen wird.

$$\dot{Q}_{pa} = \alpha_{pa} D\pi L_{FV} (T_p - T_a) \quad (13)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_{pa} wird mit Hilfe der Beziehungen für den Wärmeübergang bei freier Konvektion am horizontalen Zylinder aus [15] berechnet. Aus der Definition der Nußeltzahl Gl. (14) kann α_{pa} bestimmt werden. Die charakteristische Länge

l_c ist beim horizontalen Zylinder der halbe Umfang, Gl. (15). λ_a ist die Wärmeleitfähigkeit der Umgebungsluft.

$$Nu_{pa} = \frac{\alpha_{pa} l_c}{\lambda_a} \quad (14)$$

$$l_c = \frac{D\pi}{2} \quad (15)$$

Gl. (16) stellt eine empirische Korrelation für die Nußeltzahl dar. Die Rayleighzahl als charakteristische Ähnlichkeitskenngröße bei der freien Konvektion wird dabei mit den Gleichungen (17) - (19) aus Grashof- und Prandtlzahl berechnet.

$$Nu_{pa} = \left\{ 0,752 + 0,387 [Ra f(Pr_a)]^{\frac{1}{6}} \right\}^2 \quad (16)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr_a \quad (17)$$

$$Gr = \frac{g l_c}{\nu_a^2} \beta_a \Delta T \quad (18)$$

$$f(Pr_a) = \left[1 + \left(\frac{0,599}{Pr_a} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}} \quad (19)$$

Die **Wärmeleistung** \dot{Q}_{pp} wird durch Leitung in der Rohrwand übertragen, wenn eine Temperaturdifferenz zwischen dem Rohrelement und seinen Nachbarelementen besteht. Die Wärmeleitung erfolgt durch den Ringquerschnitt des Rohres. λ_p ist die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials.

$$\dot{Q}_{pp} = -\lambda_p \frac{(D^2 - d^2)\pi (T_{p,feed} - 2T_p + T_{p,drain})}{4 L_{FV}} \quad (20)$$

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_r wird durch Strahlung an der Außenfläche des Rohres an die Umgebung abgegeben. Zur Berechnung wird das Stefan-Boltzmann-Gesetz nach Gl. (21) verwendet. ε_p ist dabei der Emissionsgrad der Rohroberfläche. Durch die Einbaulage des Kondensators an der Rückwand des Kühlgerätes steht für die Wärmestrahlung an die Umgebung nur die halbe Mantelfläche des Rohres zur Verfügung.

$$\dot{Q}_r = \sigma \varepsilon_p \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \frac{D\pi L_{FV}}{2} \quad (21)$$

Mit Hilfe der im obigen Abschnitt vorgestellten Gleichungen ist es möglich die in den Energiebilanzen auftretenden Wärmeströme aus Temperaturdifferenzen, Stoff- und Geometriewerten sowie Strömungsgrößen zu berechnen. Die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{gp} und α_{pa} ist dabei eine der Hauptschwierigkeiten.

Während der Wärmeübergang an der Außenseite des Rohres mit α_{pa} hauptsächlich von der Temperaturdifferenz bestimmt wird, hängt α_{gp} im Inneren des Rohres stark vom Strömungszustand ab. Im Betrieb tritt das Kältemittel als überhitzter Dampf in das Rohr ein, wird vollständig kondensiert, weiter abgekühlt und verlässt den Kondensator als unterkühlte Flüssigkeit. Das im Rohr strömende Kältemittel kann folglich einphasig-gasförmig, zweiphasig oder einphasig-flüssig vorliegen. Für all diese Zustände muss der Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} modelliert werden. Der Bereich der Zweiphasenströmung ist dabei von besonderer Bedeutung, da hier die Kondensation des Kältemittels erfolgt und der Großteil der Wärmeübertragung stattfindet.

3.1.5 Wärmeübergangsmodell

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{gp} zwischen Kältemittel und Rohrwand bei Zweiphasenströmung wird das Wärmeübergangsmodell nach [8] verwendet. Dieses Modell geht von der Annahme aus, dass zwei unterschiedliche Mechanismen für den Wärmeübergang im Rohr maßgeblich sind, nämlich Strömungskondensation und Filmkondensation. In Abbildung 3.5 ist das Modellkonzept verdeutlicht.

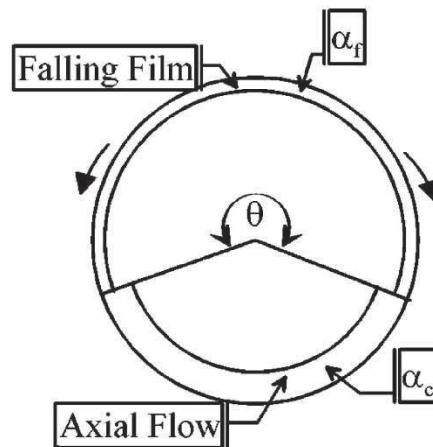


Abbildung 3.5: Wärmeübergangskoeffizienten am Rohrumfang [8]

Im oberen Bereich des Rohres kondensiert die Gasphase an der Rohrwand und strömt getrieben durch die Schwerkraft nach unten. Für diesen Teil des Rohrumfanges wird der Wärmeübergangskoeffizient α_f mit Hilfe der Nusseltschen Wasserhauttheorie (laminare Filmkondensation) nach Gl. (22) berechnet. Der Vorfaktor 0,728 stammt von der Mittelwertbildung über den Umfang.

$$\alpha_f = 0,728 \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g h_{LV} \lambda_L^3}{\mu_L d (T_{sat} - T_W)} \right] \quad (22)$$

Im unteren Bereich des Rohres strömt die Flüssigphase aufgrund des Druckgradienten axial. Der Wärmeübergangskoeffizient α_c wird für dieses Umfangssegment mit einer Beziehung für turbulente Filmkondensation nach Gl. (23) berechnet.

$$\alpha_c = 0,003 Re_L^{0,74} Pr_L^{0,5} \frac{\lambda_L}{\delta} f_i \quad (23)$$

Die beiden Wärmeübergangskoeffizienten α_f und α_c werden durch den Winkel θ , den sogenannten Dry Angle, mit ihrem Umfangsanteil gewichtet. Mit Gl. (24) wird so der über den Rohrumfang gemittelte Wärmeübergangskoeffizient für die Kondensation α_{tp} berechnet. Dieser entspricht dem Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} zwischen Kältemittel und Rohrwand.

$$\alpha_{tp} = \frac{\alpha_f \theta + (2\pi - \theta) \alpha_c}{2\pi} = \alpha_{gp} \quad (24)$$

Für den Umfang stellt α_{tp} einen Mittelwert dar, in axialer Richtung ist es ein lokaler Wärmeübergangskoeffizient.

Im Abschnitt 2.3 wurde die Bestimmung des Flow Patterns von Zweiphasenströmungen mit Hilfe von Flow Pattern Maps vorgestellt. Wie erwähnt besteht ein Vorteil dieser Vorgangsweise darin, auf das jeweilige Flow Pattern zugeschnittene Wärmeübergangsmodelle verwenden zu können. Im Modell nach [8] wird das lokale Flow Pattern durch die Größe des Dry Angle θ berücksichtigt. Dieser Winkel beschreibt den Anteil des Rohrumfanges an dem laminare Filmkondensation durch die Kondensation der Gasphase an der Wand auftritt. Es werden drei Fälle unterschieden:

Stratified Flow

In Abbildung 3.6 ist links das tatsächliche Strömungsbild im Rohrquerschnitt bei Stratified Flow dargestellt, und rechts die vereinfachte Geometrie für das Wärmeübergangsmodell. Sie wird durch die konstante Filmdicke δ und den Stratified Angle θ_{strat} beschrieben.

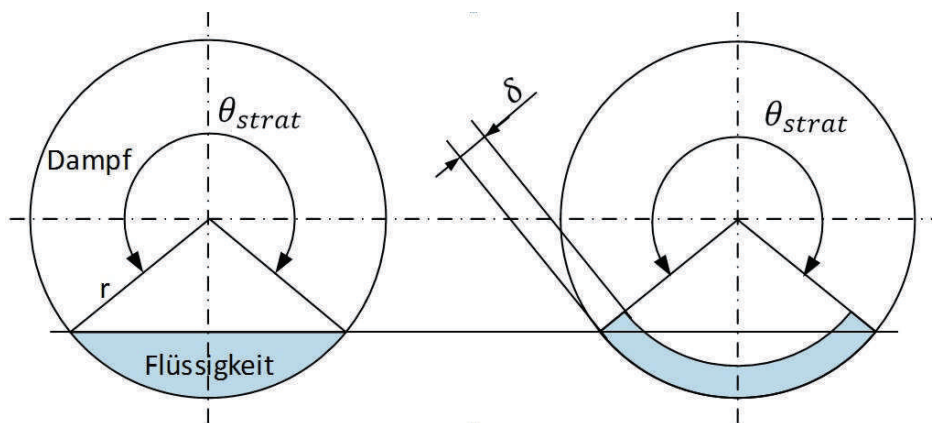


Abbildung 3.6: Strömungsbild bei Stratified Flow [8]

Für δ und θ_{strat} werden in [8] explizite Gleichungen in Abhängigkeit der Void Fraction ε angegeben. Für Stratified Flow setzt man in Gl. (24) den Winkel $\theta = \theta_{strat}$, womit der Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} für dieses Flow Pattern berechnet werden kann.

Stratified-Wavy Flow

Liegt Stratified-Wavy Flow im betrachteten Rohrabschnitt vor, wird θ nach Gl. (25) mit Hilfe der Werte an den Begrenzungskurven des Flow Patterns G_{strat} und G_{wavy} und der Massenstromdichte G im Rohr interpoliert.

$$\theta = \theta_{strat} \left[\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,5} \quad (25)$$

Annular, Intermittent und Mist Flow

Die restlichen drei Flow Patterns werden im Wärmeübergangsmodell ohne Unterscheidung als Annular Flow behandelt. Der gesamte Umfang ist von der Flüssigphase benetzt. Der Winkel θ ist damit gleich null.

In Abbildung 3.7 ist die Wahl des Winkels θ für die drei unterschiedenen Fälle nochmals zusammengefasst.

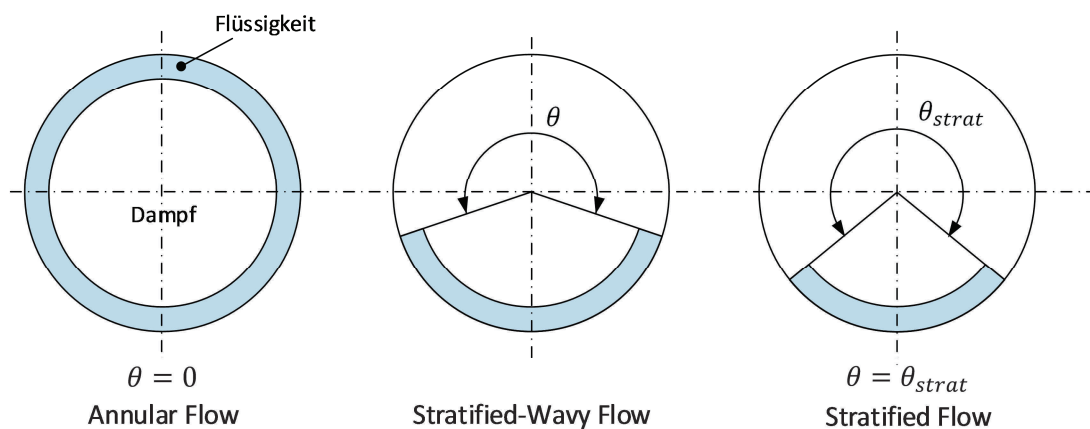


Abbildung 3.7: Winkel θ für unterschiedliche Flow Patterns [8]

Mit dem vorgestellten Modell kann der Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} zwischen Kältemittel und Rohr für alle auftretenden Flow Patterns der Zweiphasenströmung berechnet werden. Dabei wird folgendermaßen vorgegangen:

1. Mit den Größen G und x sowie den Stoffwerten des Kältemittels und der Geometrie des Rohres wird die Void Fraction ε nach der in 2.3 gezeigten $LM\varepsilon$ -Methode bestimmt.

2. Durch Berechnung der Grenzkurven G_i erhält man die Flow Pattern Map aus 2.3. Das Wertepaar (G, x) stellt einen Punkt in der Flow Pattern Map dar, womit das Flow Pattern im Rohrabschnitt bestimmt ist.
3. Anhand des Flow Patterns wird die obige Fallunterscheidung für den Winkel θ getroffen und der entsprechende Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} an der Rohrwand bestimmt.

Neben der Wärmeübertragung im Bereich der Zweiphasenströmung treten im Kondensator auch einphasig-flüssige und einphasig-dampfförmige Zonen auf. Auch für diese Bereiche muss der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden, um den Kondensator vollständig zu beschreiben.

Einphasige Strömung

Für die einphasige Strömung wird der Wärmeübergangskoeffizient α_{gp} nach Gl. (26) berechnet. Die Wärmeleitfähigkeit λ und die Prandtlzahl Pr sind für den jeweiligen Aggregatzustand, flüssig oder gasförmig, einzusetzen.

$$\alpha_{gp} = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,3}\frac{\lambda}{d} \quad (26)$$

Die Reynoldszahl Re kann mit Gl. (27) aus der Massenstromdichte G berechnet werden. Entsprechend dem vorliegenden Aggregatzustand ist die dynamische Viskosität μ des Gases oder der Flüssigkeit einzusetzen.

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \quad (27)$$

Mit den in diesem Abschnitt vorgestellten Beziehungen, kann für jeden Strömungszustand der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kältemittel und Rohr bestimmt werden. Dieser ist zur Berechnung der Wärmeströme in der Energiebilanz erforderlich.

Ähnlich wie der Wärmeübergangskoeffizient ist auch der Druckverlust in einem Rohrabschnitt stark vom Flow Pattern abhängig, das im betrachteten Abschnitt vorliegt. Die Bestimmung des Druckverlustes ist zur Lösung der Impulsbilanz des Rohrabschnittes

notwendig und verknüpft die Drücke am Ein- und Austritt. Im nächsten Kapitel wird daher ein Berechnungsmodell vorgestellt, das den Druckverlust von Zweiphasenströmungen basierend auf dem lokalen Flow Pattern prognostiziert.

3.1.6 Druckverlustmodell

Für das Kondensatormodell wird neben dem Wärmeübergangskoeffizienten an der Rohrwand auch der Druckverlust im Rohr benötigt. Der Druckverlust in Wärmetauschern wird in vielen technischen Anwendungen vernachlässigt und die Strömung durch sie als isobar behandelt. Laut [16] treten im Kondensator eines Haushaltskühlgerätes jedoch nicht zu vernachlässigende Druckverluste auf, wodurch der Massenstrom im Kondensatorrohr deutlich beeinflusst wird. Daher wird dem Beispiel aus [12] folgend der Druckverlust im Kondensator mit Hilfe des Druckverlustmodells für Zweiphasenströmungen nach [17] berücksichtigt. Dieses wird im folgenden Abschnitt vorgestellt. Dabei wird vor allem auf die Übersichtlichkeit und Verständlichkeit der Zusammenhänge Wert gelegt. Die genauen Definitionen aller in den Gleichungen auftretenden Beiwerte können in [17] nachgeschlagen werden.

Analog zum Wärmeübertragungsmodell wird die Zweiphasenströmung nach Flow Patterns unterschieden und Beziehungen für den Druckverlust pro Längeneinheit für jedes Flow Pattern differenziert angegeben. Die Bestimmung des Flow Patterns erfolgt dabei nach der in 2.3 beschriebenen Vorgangsweise mit Hilfe der Flow Pattern Map aus [10]. Diese ist in Abbildung 3.8 nochmals dargestellt.

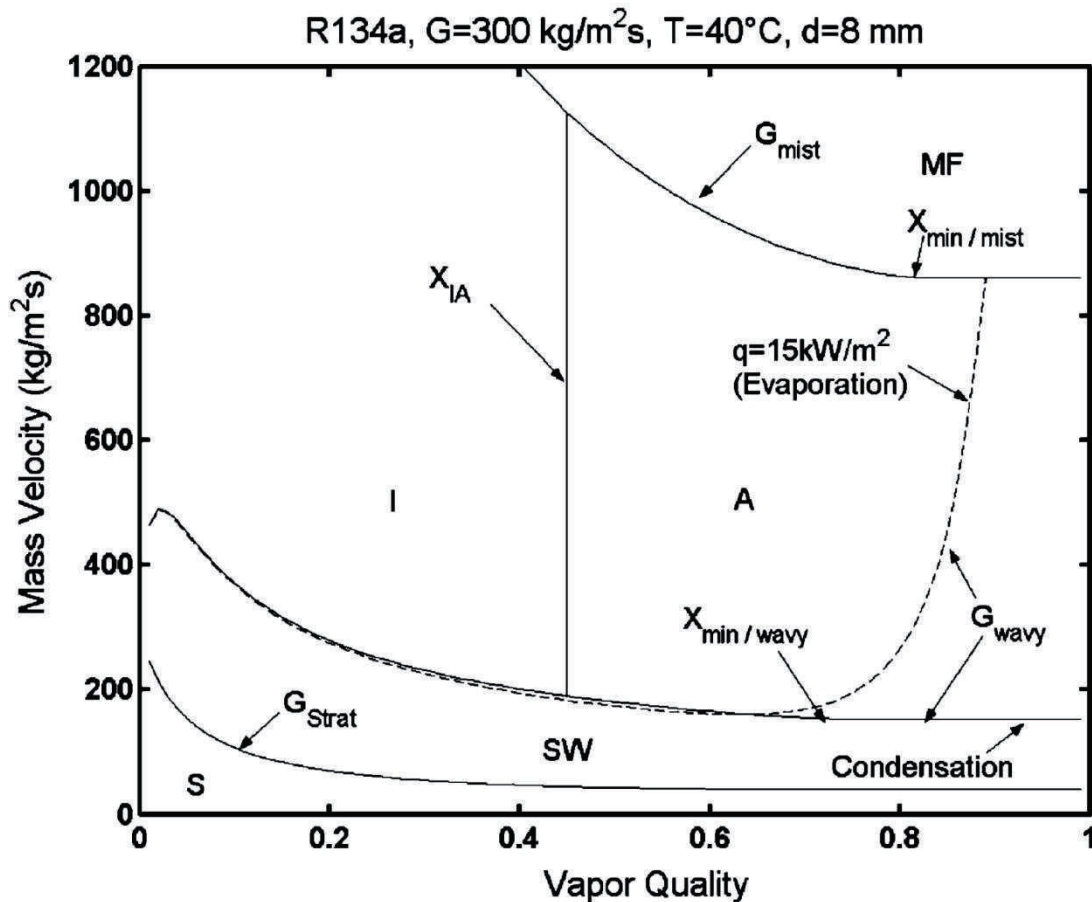


Abbildung 3.8: Flow Pattern Map für Kondensation nach [10]

Der Druckverlust Δp wird für ein Rohrstück der Länge L allgemein mit Gl. (28) berechnet.

$$\Delta p = 4f_i \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho u^2}{2} \quad (28)$$

Der Friction Factor f_i berücksichtigt dabei das Flow Pattern. Für f_i werden in [17] empirische Korrelationen abhängig von der Rohrgeometrie und Stoffwerten angegeben. Zusätzlich wird mit Hilfe der Void Fraction ε an den Übergängen zwischen den Flow Patterns interpoliert, um Sprünge im Druckverlust zu vermeiden. Im Folgenden wird die Berechnung des Druckverlustes für die unterschiedlichen Flow Patterns beschrieben.

Annular Flow A

Für dieses Flow Pattern wird f_i nach Gl. (29) berechnet. Für die Filmdicke δ wird in [17] eine Gleichung in Abhängigkeit von der Void Fraction ε angegeben.

$$(f_i)_{annular} = 0,67 \left[\frac{\delta}{D} \right]^{1,2} \left[\frac{(\rho_L - \rho_G)g\delta^2}{\sigma} \right]^{-0,4} \left[\frac{\mu_G}{\mu_L} \right]^{0,08} [We_L]^{-0,034} \quad (29)$$

Für die Berechnung des Druckverlustes werden die Dichte und die Geschwindigkeit der Gasphase verwendet.

$$\Delta p_{annular} = 4(f_i)_{annular} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_G u_G^2}{2} \quad (30)$$

Intermittent Flow I

In der Flow Pattern Map aus Abbildung 3.8 liegt Intermittent Flow zwischen der einphasigen Flüssigkeitsströmung links und dem Gebiet des Annular Flow rechts bei höherem Dampfgehalt. Der Druckverlust für Intermittent Flow wird daher durch Interpolation dieser beiden Druckverluste nach Gl. (31) berechnet.

$$\Delta p_{intermittent} = \Delta p_{L0} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0,25} + \Delta p_{annular} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0,25} \quad (31)$$

Δp_{L0} ist der Druckverlust für die einphasige Flüssigkeitsströmung und wird mit Hilfe von Gl. (33) und Gl. (32) berechnet. Dafür wird die Reynoldszahl und die Strömungsgeschwindigkeit berechnet, als wäre der tatsächliche Massenstrom der Zweiphasenströmung reine Flüssigkeit.

$$\Delta p_{L0} = 4(f_i)_{L0} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_L u_L^2}{2} \quad (32)$$

$$(f_i)_{L0} = \frac{0,079}{Re_L^{0,25}} \quad (33)$$

Den zweiten Druckverlust für die Interpolation $\Delta p_{annular}$ erhält man durch Auswertung der Gleichungen für Annular Flow im interessierenden Punkt. Die Void Fraction ε_{IA} wird an der Grenzkurve zwischen Intermittent Flow und Annular Flow bei x_{IA} berechnet. ε ist die tatsächliche Void Fraction beim vorliegenden Strömungszustand.

Stratified Flow S

Wie beim Wärmeübertragungsmodell werden auch beim Druckverlustmodell für Stratified Flow die Beiträge von Gas- und Flüssigphase getrennt betrachtet. Diese werden dann durch den Winkel θ_{dry} mit ihrem Umfangsanteil gewichtet und addiert. Abbildung 3.9 zeigt die vereinfachte Geometrie zur Beschreibung der Phasengrenzen im Rohrquerschnitt.

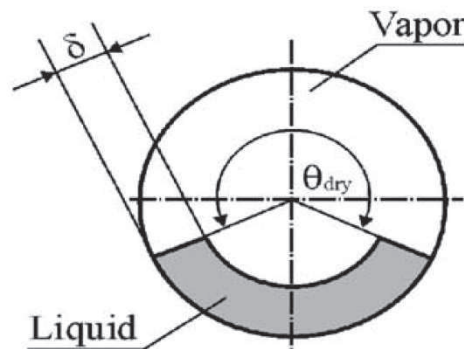


Abbildung 3.9: Querschnitt bei Stratified Flow schematisch [17]

Die beiden unterschiedlichen Reibungsmechanismen werden im Friction Factor $(f_i)_{stratified}$ berücksichtigt. Bei Stratified Flow entspricht θ_{strat} dem Winkel θ_{dry} in Abbildung 3.9. θ_{strat} wird nach Gl. (34) als Funktion von ε berechnet. $(f_i)_{stratified}$ kann dann mit Gl (35) bestimmt werden.

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200} (1 - \varepsilon)\varepsilon[1 - 2(1 - \varepsilon)][1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \right\} \quad (34)$$

$$(f_i)_{stratified} = \frac{\theta_{strat}}{2\pi} f_G + \frac{1 - \theta_{strat}}{2\pi} (f_i)_{annular} \quad (35)$$

Der Einfluss der Flüssigphase wird durch $(f_i)_{annular}$ berücksichtigt und nach Gl. (29) für Annular Flow berechnet. Die Reibungsverluste der Gasphase werden durch den Friction Factor f_G berücksichtigt und nach Gl. (36) berechnet.

$$f_G = \frac{0,079}{Re_G^{0,25}} \quad (36)$$

In der Flow Pattern Map in Abbildung 3.8 geht das Flow Pattern Stratified Flow links in die einphasig-flüssige Strömung ($x = 0$) und rechts in die einphasig-gasförmige Strömung ($x = 1$) über. Um einen sprunglosen Übergang an diesen Rändern zu gewährleisten, wird der Bereich des Stratified Flow bei $x = x_{IA}$ nochmals unterteilt und für diese Unterbereiche zwei verschiedene Beziehungen verwendet.

Für den Bereich $x \geq x_{IA}$ wird der Druckverlust ohne Interpolation nach Gl. (37) berechnet.

$$\Delta p_{stratified(x \geq x_{IA})} = 4(f_i)_{stratified} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_G u_G^2}{2} \quad (37)$$

Für den Bereich $x < x_{IA}$ wo das Stratified Flow Pattern in Richtung kleiner x -Werte in die Flüssigkeitsströmung übergeht, wird mit dem einphasigen Druckverlust Δp_{L0} nach Gl. (38) interpoliert.

$$\Delta p_{stratified(x < x_{IA})} = \Delta p_{L0} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0,25} + \Delta p_{stratified(x \geq x_{IA})} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0,25} \quad (38)$$

Stratified-Wavy Flow SW

Die Berechnung des Druckverlustes bei Stratified-Wavy Flow erfolgt nach demselben Prinzip wie bei Stratified Flow. Der Unterschied liegt im verwendeten Dry Angle θ_{dry} . Dieser wird bei Stratified-Wavy Flow nach Gl. (39) mit den Werten G_{wavy} und G_{strat} an den Begrenzungskurven des Flow Patterns interpoliert.

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \left[\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,61} \quad (39)$$

Der Friction Factor und der Druckverlust werden dann mit Gl. (40) und Gl. (41) berechnet.

$$(f_i)_{stratified-wavy} = \frac{\theta_{dry}}{2\pi} f_G + \frac{1 - \theta_{dry}}{2\pi} (f_i)_{annular} \quad (40)$$

$$\Delta p_{stratified-wavy} = 4(f_i)_{stratified-wavy} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_G u_G^2}{2} \quad (41)$$

Mist Flow M

Bei Mist Flow strömen die beiden Phasen nicht getrennt durch den Strömungsquerschnitt, sondern sind gleichmäßig durchmischt. Die Flüssigphase liegt in Form fein verteilter Tröpfchen in der Gasphase vor. Dies erlaubt die Zweiphasenströmung als einphasige Strömung mit mittleren Stoffwerten zu behandeln. Für dieses Flow Pattern wird daher ein Ansatz für homogene Strömung verwendet. Dazu wird die homogene Void Fraction ε_H nach Gl. (42) berechnet.

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \frac{(1-x)\rho_G}{x\rho_L}} \quad (42)$$

Die mittlere Dichte ρ_m des Zweiphasengemisches wird dann mit Gl. (43) bestimmt.

$$\rho_m = \rho_L(1 - \varepsilon_H) + \rho_G \varepsilon_H \quad (43)$$

Die mittlere Viskosität μ_m erhält man mit Hilfe des Dampfgehalts aus Gl. (44).

$$\mu_m = \mu_L(1 - x) + \mu_G x \quad (44)$$

Die Reynoldszahl, gebildet mit den mittleren Stoffwerten, eingesetzt in Gl. (46) ergibt den Friction Factor f_m .

$$Re_m = \frac{GD}{\mu_m} \quad (45)$$

$$f_m = \frac{0,079}{Re_m^{0,25}} \quad (46)$$

Damit kann der Druckverlust für Mist Flow nach Gl. (47) berechnet werden.

$$\Delta p_{mist} = 4f_m \left(\frac{L}{D} \right) \frac{G^2}{\rho_m} \quad (47)$$

Einphasige Strömung

Für die Bereiche des Kondensators in denen einphasige Strömung herrscht, wird der Druckverlust, wie bereits für die Interpolation bei Intermittent Flow beschrieben, berechnet. Bei Flüssigkeitsströmung werden Gl. (48) und Gl. (49) verwendet.

$$f_L = \frac{0,079}{Re_L^{0,25}} \quad (48)$$

$$\Delta p_L = 4f_L \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_L u_L^2}{2} \quad (49)$$

Analog dazu erfolgt die Berechnung für einphasig-gasförmige Strömung mit den Stoffwerten und der Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase mit Gl. (50) und Gl. (51).

$$f_G = \frac{0,079}{Re_G^{0,25}} \quad (50)$$

$$\Delta p_G = 4f_G \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_G u_G^2}{2} \quad (51)$$

Mit dem vorgestellten Modell kann für alle auftretenden Strömungszustände der Druckverlust im Kondensator berechnet werden. Die Vorgangsweise ist dabei gleich wie bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten. Anhand des Flow Patterns wird die obige

Fallunterscheidung getroffen. Anschließend wird die jeweilige Druckverlustbeziehung mit Geometrie-, Stoff- und Strömungsparametern des interessierenden Punktes ausgewertet.

Es ist anzumerken, dass die experimentellen Daten aus [18], die zur Entwicklung des Druckverlustmodells verwendet wurden, aus Verdampfungsversuchen stammen, und nicht bei Kondensation ermittelt wurden. Eine Anwendung des Modells auf Kondensation wird in [17] weder dezidiert vorgeschlagen noch ausgeschlossen. Analog zum in [19] beschriebenen Kreislaufmodell wird das vorgestellte Druckverlustmodell hier trotzdem auch für den Kondensator verwendet. Es ist Teil der Modellfamilie des *LTCM*² für Zweiphasenströmungen und ergänzt damit das Wärmeübertragungsmodell aus 3.1.5 ausgezeichnet, da die gleichen Flow Patterns unterschieden werden.

Das mathematische Modell zur Beschreibung des Kondensators ist damit vollständig definiert. Es folgt die Entwicklung des Verdampfermodells. Dieses ist mit dem beschriebenen Kondensatormodell in vielen Bereichen identisch. Es wird daher vor allem auf die Unterschiede zum Kondensatormodell eingegangen.

3.2 VERDAMPFERMODELL

Der Verdampfer befindet sich im Kühlkreislauf zwischen der Kapillare und dem Kompressor und steht mit dem Compartment des Kühlgerätes im Wärmeaustausch. Das Kältemittel durchströmt den Verdampfer und nimmt dabei Wärme vom Compartment auf. Diese stellt den Nutzeffekt des Kühlkreislaufes dar.

Im folgenden Abschnitt wird die Modellbildung des Verdampfers beschrieben. Dazu wird die reale technische Ausführung mit Rohrbögen und Kühlrippen im Modell, gleich wie beim Kondensator, durch ein horizontales Rohr mit konstantem Durchmesser angenähert. Anschließend werden die Grundgleichungen der Thermodynamik auf die vereinfachte Geometrie angewendet. Ihre Lösung erfordert die Bestimmung von Wärmeübergangszahlen und Druckverlust im Rohrelement. Am Ende des Abschnitts werden daher die verwendeten Zweiphasenmodelle für Wärmeübergangszahl und Druckverlust bei Verdampfung vorgestellt.

² Laboratoire de Transfert de Chaleur et de Masse, Lausanne

3.2.1 Energie- und Massenbilanz eines Rohrelementes

Die Vernachlässigung von Rohrbögen und Kühlrippen erlaubt es, den Verdampfer vereinfacht als horizontales Rohr zu beschreiben und ihn gedacht in eine beliebige Anzahl von Teilelementen zu zerlegen. Dies ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

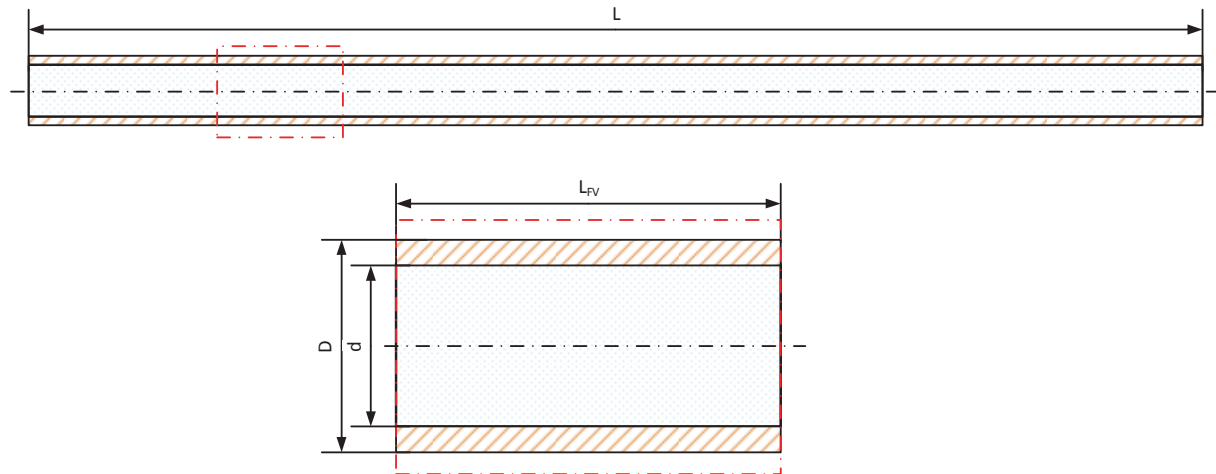


Abbildung 3.10: Ausgeschnittenes Rohrelement als Teil des Verdampfers

Ein solches Teilelement kann noch in die zwei thermodynamischen Systeme Kältemittel und Rohr aufgeteilt und jedes System für sich betrachtet werden. Dabei werden die folgenden Vereinfachungen getroffen:

- Kältemittelströmung und Rohr werden eindimensional betrachtet
- Gravitationskräfte werden vernachlässigt
- Wärmeleitung im Kältemittel in Strömungsrichtung wird vernachlässigt
- Die Änderung der Äußerer Energien in der Energiegleichung wird vernachlässigt
- Der Wärmetransport durch Strahlung im Compartment wird vernachlässigt

In Abbildung 3.11 sind die Wärme- und Enthalpieströme für die zwei Teilsysteme des Verdampferelements dargestellt. Für ihre Beschreibung werden die Grundgleichungen der Thermodynamik und der Strömungslehre angewendet.

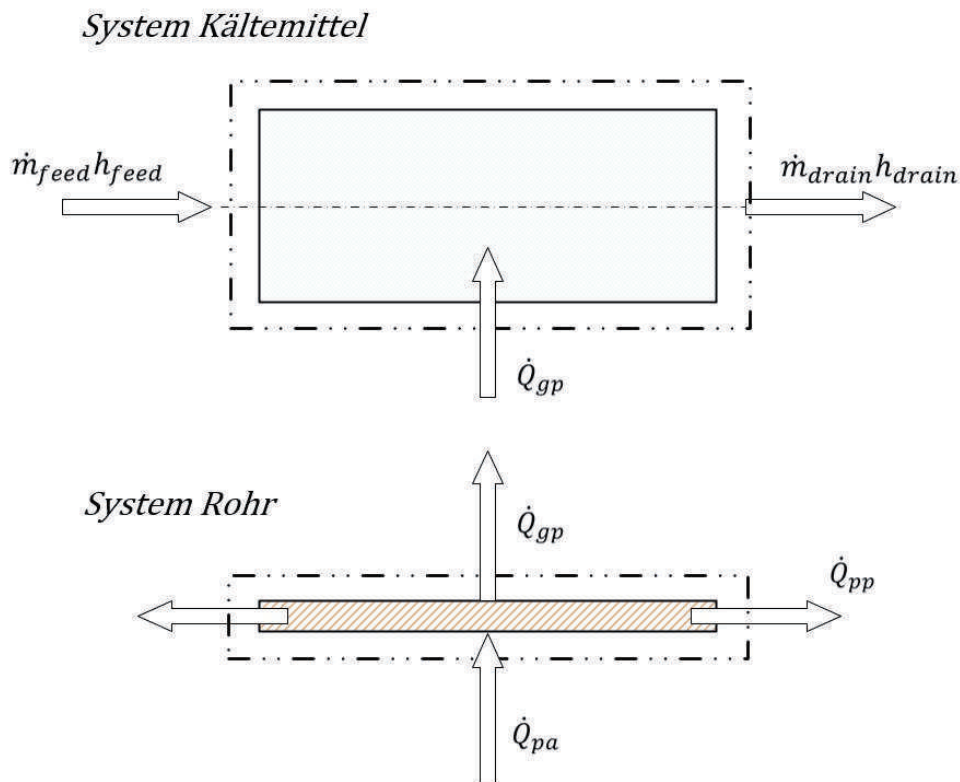


Abbildung 3.11: Wärme- und Enthalpieströme im Verdampferelement

System Kältemittel

Die Massenbilanz Gl. (52) und die Energiebilanz Gl. (53) für das Verdampferelement können analog zum Kondensator aufgestellt werden. Im Verdampfer wird der Wärmestrom \dot{Q}_{gp} von der Rohrwand auf das Kältemittel übertragen. In der Energiebilanz des Verdampfers erhält \dot{Q}_{gp} daher ein positives Vorzeichen.

$$\dot{m}_{feed} - \dot{m}_{drain} = \frac{dm}{dt} \quad (52)$$

$$\dot{m}_{feed}h_{feed} - \dot{m}_{drain}h_{drain} + \dot{Q}_{gp} = m \frac{du}{dt} + \frac{dm}{dt}u \quad (53)$$

Aufgrund der Reibung tritt ein Druckverlust im Rohrelement auf. Der Druck p_{feed} am Eintritt sinkt um den Druckverlust Δp auf den Austrittsdruck p_{drain} ab.

$$p_{feed} - \Delta p = p_{drain} \quad (54)$$

Die Größe des Druckverlustes ist strömungsabhängig. Das verwendete Modell zur Bestimmung von Δp wird in Abschnitt 3.2.4 beschrieben.

System Rohr

Das Rohr kann mit der Energiebilanz Gl. (55) beschrieben werden. Beim Verdampfer wird der Wärmestrom \dot{Q}_{pa} dem Compartment des Kühlgerätes entzogen und dem Rohr zugeführt. \dot{Q}_{pa} erhält in der Energiebilanz des Verdampferrohres ein positives Vorzeichen.

$$-\dot{Q}_{gp} - \dot{Q}_{pp} + \dot{Q}_{pa} = \rho_p c_p V_p \frac{dT_p}{dt} \quad (55)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{gp} wird vom Rohr auf das Kältemittel übertragen und scheint somit mit negativem Vorzeichen in Gl. (55) auf.

System Compartment

Beim Verdampfer erfolgt die Wärmetübertragung außen am Rohr von der Luft im Compartment an die Rohrwand. Dadurch wird das Compartment mit der Zeit abgekühlt. Statt einer konstanten Umgebungstemperatur wie beim Kondensator, wird beim Verdampfer die Energiebilanz für das Compartment in Gl. (56) aufgestellt.

$$-\dot{Q}_{pa} = \rho_c c_{v,c} V_c \frac{dT_c}{dt} \quad (56)$$

3.2.2 Beschreibung der Wärmeströme

Die in den Bilanzen auftretenden Wärmeströme werden mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes für den Wärmeübergang bzw. mit der Fourier'schen Wärmeleitungsgleichung mit den im Verdampfer auftretenden Temperaturen in Beziehung gebracht.

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_{pa} wird durch freie Konvektion an der Rohraußenseite vom Compartment auf das Rohr übertragen und nach Gl. (57) berechnet. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{pa} wird, gleich wie beim Kondensator in Abschnitt 3.1.4, mit den Beziehungen für freie Konvektion am horizontalen Zylinder berechnet.

$$\dot{Q}_{pa} = \alpha_{pa} D \pi L_{FV} (T_c - T_p) \quad (57)$$

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_{pp} wird durch Wärmeleitung axial in der Rohrwand an die Nachbarelemente übertragen. Die Berechnung erfolgt gleich wie beim Kondensator nach Gl. (58).

$$\dot{Q}_{pp} = -\lambda_p \frac{(D^2 - d^2)\pi (T_{pfeed} - 2T_p + T_{pdrain})}{4 L_{FV}} \quad (58)$$

Der **Wärmestrom** \dot{Q}_{gp} wird mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{gp} zwischen Kältemittel und Rohrwand nach Gl. (59) übertragen.

$$\dot{Q}_{gp} = \alpha_{gp} d\pi L_{FV} (T_p - T_g) \quad (59)$$

Für die Bestimmung von α_{gp} wird im folgenden Abschnitt ein flowpatternbasiertes Wärmeübergangsmodell, ähnlich dem für Kondensation, vorgestellt.

3.2.3 Wärmeübergangsmodell

Das verwendete Modell zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Rohr und Kältemittel bei der Verdampfung, ist dem bei der Kondensation sehr ähnlich. Zuerst wird das Flow Pattern im Rohrabschnitt bestimmt. Dies erfolgt mit Hilfe der Flow Pattern Map aus [11], die in Abbildung 3.12 nochmals dargestellt ist.

Nach der Bestimmung des Flow Patterns werden an die Strömungsverhältnisse des Patterns angepasste Beziehungen zur Berechnung der Wärmeübergangszahl α_{gp} verwendet. Diese Beziehungen werden im Folgenden vorgestellt.

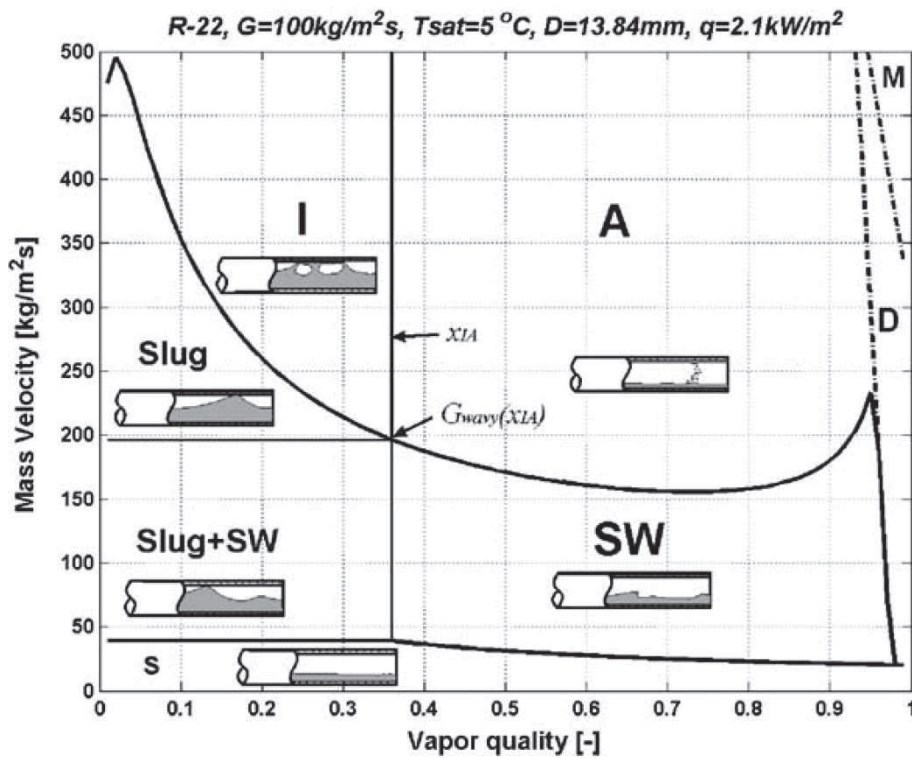


Abbildung 3.12: Flow Pattern Map für Verdampfung aus [11]

Analog zum Kondensationsmodell wird der Wärmeübergang für beide Phasen getrennt betrachtet und über den Umfang gemittelt. Zur Beschreibung der Verteilung der Phasen im Rohrquerschnitt wird die vereinfachte Geometrie aus Abbildung 3.13 verwendet.

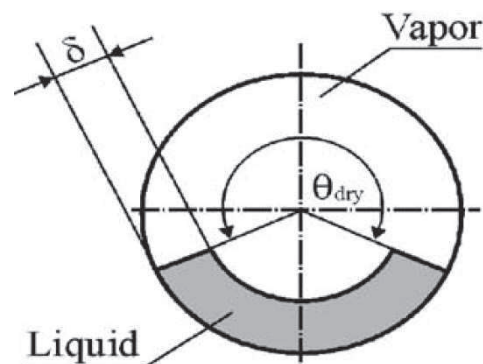


Abbildung 3.13: Vereinfachte Geometrie der Phasenverteilung im Rohr aus [20]

Der gemittelte Wärmeübergangskoeffizient α_{tp} für den betrachteten Rohrquerschnitt wird nach Gl. (60) berechnet. Dieser ist der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kältemittel und Rohr α_{gp} . Der Winkel θ ist dabei der Parameter zur Beschreibung des Flow Patterns.

$$\alpha_{tp} = \frac{\alpha_G \theta + (2\pi - \theta) \alpha_L}{2\pi} = \alpha_{gp} \quad (60)$$

Der Wert α_G beschreibt den Wärmeübergang zwischen Gasphase und Rohrwand entlang des trockenen Umfangsabschnitts und wird mit Gl. (61) berechnet.

$$\alpha_G = 0,023 Re_G^{0,8} Pr_G^{0,4} \frac{\lambda_G}{D} \quad (61)$$

Entsprechend beschreibt α_L den Wärmeübergang am benetzten Umfangsanteil und wird mit Gl (62) berechnet. α_L setzt sich dabei aus einem Anteil für turbulente Filmströmung α_{cb} und einem Anteil für Blasensieden α_{nb} zusammen. Diese werden mit den Gleichungen (63) und (64) berechnet.

$$\alpha_L = [\alpha_{cb}^3 + \alpha_{nb}^3]^{\frac{1}{3}} \quad (62)$$

$$\alpha_{cb} = 0,0133 Re_\delta^{0,69} Pr_L^{0,4} \frac{\lambda_L}{\delta} \quad (63)$$

$$\alpha_{nb} = 44 p_r^{0,12} (-\ln p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (64)$$

Darin sind δ die Filmdicke, M die molare Masse des Kältemittels und q die Wärmestromdichte. Die Größe p_r wird als reduzierter Druck bezeichnet. Sie ist dimensionslos und entspricht dem Quotienten aus dem Druck im Rohr durch den Druck im kritischen Punkt des Kältemittels ($p_{kritisch} = 36,9 \text{ bar}$ für Isobutan).

Abhängig vom Flow Pattern wird für den Winkel θ folgende Unterscheidung getroffen.

Stratified Flow

Für Stratified Flow wird der Winkel θ_{strat} nach Gl. (65) in Abhängigkeit der Void Fraction ε berechnet.

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200} (1 - \varepsilon)\varepsilon[1 - 2(1 - \varepsilon)][1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \right\} \quad (65)$$

Für dieses Flow Pattern gilt $\theta = \theta_{strat}$ für die Berechnung von α_{tp} nach Gl. (60)

Stratified-Wavy Flow

Für dieses Flow Pattern wird θ mit Hilfe der Werte an den Grenzen des Patterns und dem Winkel bei Stratified Flow θ_{strat} nach Gl. (66) interpoliert.

$$\theta = \theta_{strat} \left[\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,61} \quad (66)$$

Slug + Stratified-Wavy Flow

Für Slug+SW wird die Interpolation zusätzlich mit dem Dampfgehalt x gewichtet.

$$\theta = \theta_{strat} \frac{x}{x_{IA}} \left[\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,61} \quad (67)$$

Slug, Annular, Intermittent Flow

Bei diesen Flow Patterns ist der gesamte Umfang von der Flüssigphase benetzt. Entsprechend wird θ null gesetzt.

$$\theta = 0 \quad (68)$$

Für die Flow Patterns Mist Flow und Dryout wird der Wärmeübergangskoeffizient nicht mit Hilfe des Winkels θ , sondern mit den nachfolgenden Beziehungen bestimmt.

Mist Flow

Bei Mist Flow wird die Zweiphasenströmung als homogen betrachtet und α_{mist} mit Hilfe der folgenden Beziehungen berechnet.

$$\alpha_{mist} = 0,0117 Re_H^{0,79} Pr_G^{1,06} Y^{-1,83} \frac{\lambda_G}{d} \quad (69)$$

$$Re_H = \frac{Gd}{\mu_G} \left(x + \frac{\rho_G}{\rho_L} (1 - x) \right) \quad (70)$$

$$Y = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0,4} \quad (71)$$

Dryout Flow

Für den Wärmeübergangskoeffizienten bei Dryout Flow wird eine lineare Interpolation zwischen den Werten am Beginn und am Ende des Dryout-Gebietes durchgeführt. Für die x -Werte am Beginn und am Ende des Gebietes, x_{di} und x_{de} werden in [20] die empirischen Beziehungen Gl. (72) und Gl. (73) angegeben. Mit Hilfe dieser Werte kann α_{dryout} nach Gl. (74) berechnet werden.

$$x_{di} = 0,58 e^{\left[0,52 - 2,1 \cdot 10^{-5} We_G^{0,96} Fr_G^{-0,02} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-0,08} \right]} \quad (72)$$

$$x_{de} = 0,61 e^{\left[0,57 - 2,65 \cdot 10^{-5} We_G^{0,94} Fr_G^{-0,02} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-0,08} \right]} \quad (73)$$

$$\alpha_{dryout} = \alpha_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left[\alpha_{tp}(x_{di}) - \alpha_{mist}(x_{de}) \right] \quad (74)$$

In Richtung kleiner werdender x -Werte grenzt Dryout an Stratified-Wavy oder Annular Flow, siehe Abbildung 3.12. Entsprechend wird $\alpha_{tp}(x_{di})$ mit den Beziehungen des bei x_{di} herrschenden Flow Patterns berechnet (Stratified-Wavy oder Annular Flow). Bei x_{de} grenzt Dryout an Mist Flow. Entsprechend wird $\alpha_{mist}(x_{de})$ als zweiter Randwert für die Interpolation verwendet.

Einphasige Strömung

Für einphasige Strömungsabschnitte im Verdampfer wird der Wärmeübergangskoeffizient analog zum Kondensator nach Gl. (75) berechnet. Lediglich der Exponent der Prandtlzahl wird bei Aufheizung auf 0,4 gesetzt (0,3 beim Kondensator). Die Wärmeleitfähigkeit λ und die Prandtlzahl Pr sind für den jeweiligen Aggregatzustand, flüssig oder gasförmig, einzusetzen.

$$\alpha_{gp} = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \frac{\lambda}{d} \quad (75)$$

Der Wärmeübergang zwischen Rohr und Kältemittel kann damit für alle im Verdampfer auftretenden Strömungszustände berechnet werden. Zur vollständigen Beschreibung des Verdampferelementes in der Simulation fehlt noch die Bestimmung des Druckverlustes. Die dazu gewählte Vorgangsweise wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

3.2.4 Druckverlustmodell

Zur Bestimmung des Druckverlustes in den einzelnen Rohrabschnitten des Verdampfers wird das gleiche Modell verwendet, das bereits beim Kondensator vorgestellt wurde. In diesem Abschnitt wird deshalb nur die Berechnung des Druckverlustes bei den im Verdampfer zusätzlich auftretenden Flow Patterns behandelt. Bei den übrigen erfolgt die Berechnung des Druckverlustes nach der in 3.1.6 beschriebenen Vorgangsweise.

Slug Flow

Slug Flow wird im Modell gleich wie Intermittent Flow behandelt.

Slug + Stratified-Wavy Flow

Dieses Flow Pattern grenzt bei $x = 0$ an die einphasig-flüssige Strömung und bei $x = x_{IA}$ an das Stratified-Wavy Flow Pattern. Der Druckverlust für Slug+SW wird daher mit den Werten für den Druckverlust an diesen Grenzen mit Hilfe der Void Fraction ε interpoliert.

$$\Delta p_{slug+sw} = \Delta p_{L0} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0,25} + \Delta p_{stratified-wavy} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right)^{0,25} \quad (76)$$

Die Berechnung des Druckverlustes für einphasig-flüssige Strömung Δp_{L0} sowie für Stratified-Wavy Flow $\Delta p_{stratified-wavy}$ wurde bereits in 3.1.6 beschrieben.

Dryout Flow

Der Druckverlust für Dryout Flow wird gleich wie die Wärmeübergangszahl aus den Randwerten an den Grenzen des Flow Patterns nach Gl. (77) bestimmt.

$$\Delta p_{dryout} = \Delta p_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [\Delta p_{tp}(x_{di}) - \Delta p_{mist}(x_{de})] \quad (77)$$

Das Dryout Pattern beginnt bei x_{di} und grenzt bei niedrigem Massenstrom an Stratified-Wavy, bei hohem Massenstrom an Annular Flow. Der Randwert $\Delta p_{tp}(x_{di})$ wird daher mit den entsprechenden Gleichungen für Stratified-Wavy oder Annular Flow berechnet. Bei x_{de} grenzt Dryout an das Mist Flow Pattern. Der zweite Randwert für die Interpolation $\Delta p_{mist}(x_{de})$ wird daher mit den Gleichungen für Mist Flow berechnet.

Das theoretische Verdampfermodell für die Kreislaufsimulation ist damit vollständig definiert. Es folgt die Beschreibung des Kompressormodells.

3.3 KOMPRESSORMODELL

Der folgende Abschnitt behandelt die Modellierung des Kältekompressors für die Kreislaufsimulation. Nach einer einführenden Erläuterung der Bauweise von Kompressoren für Haushaltskühlgeräte wird ein semiempirisches Modell zur mathematischen Beschreibung ihres Betriebsverhaltens vorgestellt.

Zur Erzeugung der Druckdifferenz zwischen Verdampfer- und Kondensatorseite werden in Haushaltskühlgeräten überwiegend hermetische Kolbenkompressoren eingesetzt. Abbildung 3.14 zeigt ein Beispiel eines solchen Kompressors in Explosionsdarstellung.

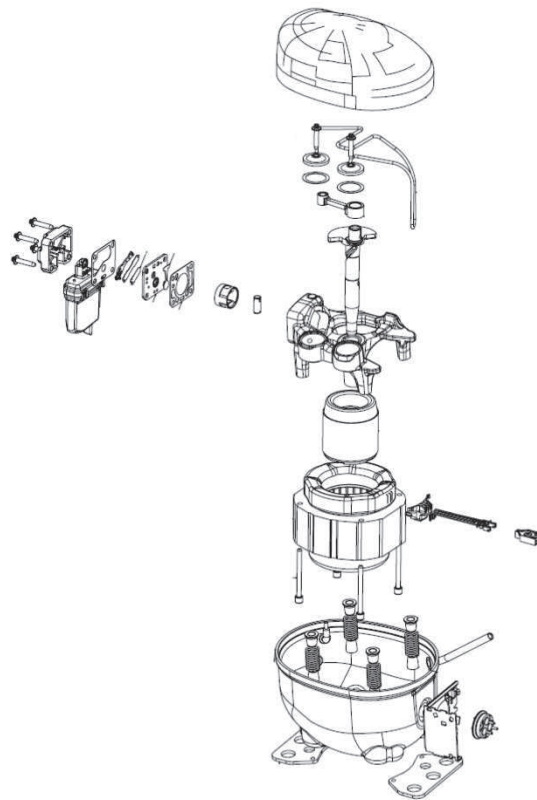


Abbildung 3.14: Hermetischer Kolbenkompressor Explosionsdarstellung

Bei dieser Bauweise ist ein meist einstufiger Kompressor mit Motor als Einheit innerhalb eines gemeinsamen Gehäuses untergebracht. Das Gehäuse ist verschweißt um Kältemittelleckagen nach außen zu vermeiden. Das gasförmige Kältemittel tritt über die Saugleitung in das Gehäuse ein, wird im Zylinder verdichtet und verlässt den Kompressor über die Druckleitung in Richtung Kondensator.

Zur Modellierung dieses Vorganges existieren unterschiedliche Ansätze. In [21] wird ein Überblick über die möglichen Modellierungsvarianten gegeben. Diese reichen von einfachen Polynomansätzen bis hin zu komplexen 3d-CFD-Modellen.

Als geeignet für die Kreislaufsimulation erweisen sich semiempirische Modelle, da diese einen guten Kompromiss aus Rechenaufwand und Detaillierungstiefe darstellen. Diese Modelle verwenden einfache thermodynamische Beziehungen, die um empirische Konstanten erweitert werden. Dadurch ist es möglich, die Beziehungen mit Messergebnissen zu kalibrieren. Gleichzeitig ist durch den thermodynamischen Hintergrund auch bei

Extrapolation eine gewisse Gültigkeit der Beziehungen gegeben. Es wurde das semiempirische Modell nach [22] verwendet.

Das Modell beschreibt den Massenstrom und die Kompressorleistung in Abhängigkeit der Druckerhöhung mit Hilfe der Beziehungen für polytrope Kompression und der Formulierung des volumetrischen Wirkungsgrades η_v . Der volumetrische Wirkungsgrad gibt das Verhältnis des tatsächlichen Volumenstroms durch den Kompressor zum theoretischen Volumenstrom infolge der Drehzahl und des Hubvolumens an. Der Volumenstrom \dot{V} bezieht sich auf den Kompressoreintritt.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{th}} = \frac{\dot{V}}{n_{compressor} \cdot V_h} \quad (78)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad sinkt bei steigendem Druckverhältnis, da Leckagen im Zylinder zunehmen. In [22] wird daher die Beziehung in Gl. (79) für die Berechnung von η_v vorgeschlagen. C und δp sind dabei Parameter für die Kurvenanpassung. κ ist der Isentropenexponent des Kältemittels.

$$\eta_v = 1 - C \left[\left(\frac{p_{discharge}}{p_{suction}(1 - \delta p)} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (79)$$

Mit dem so erhaltenen volumetrischen Wirkungsgrad η_v und dem spezifischen Volumen $v_{suction}$ am Eintritt kann der Massenstrom durch den Kompressor nach Gl. (80) berechnet werden.

$$\dot{m} = \eta_v \frac{n_{Compressor} \cdot V_h}{v_{suction}} \quad (80)$$

Die vom Kompressor aufgenommene elektrische Leistung wird im Modell mit Hilfe eines Gesamtwirkungsgrades aus der isentropen Kompressorleistung berechnet. Die Leistung des Kompressors bei der isentropen Verdichtung von idealem Gas kann nach Gl. (81) berechnet werden.

$$P_{is} = \dot{m} \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_{suction} v_{suction} \left[\left(\frac{p_{discharge}}{p_{suction}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (81)$$

Der erwähnte Gesamtwirkungsgrad wird nach Gl. (82) mit Hilfe der Fittingparameter d_f , e und f als Funktion des Verdampferdrucks angegeben.

$$\eta_{combined} = d_f + e \cdot \exp(f \cdot p_{evaporator}) \quad (82)$$

Damit kann die elektrische Antriebsleistung P_{el} des Kompressors nach Gl. (83) berechnet werden.

$$P_{el} = \frac{P_{is}}{\eta_{combined}} \quad (83)$$

Das vorgestellte Modell erlaubt es, den Kompressor in der Kreislaufsimulation mit relativ einfachen Beziehungen zu beschreiben. Dies erhöht die numerische Stabilität, die vor allem aufgrund der großen Zahl nichtlinearer Gleichungen im Kondensator- und Verdampfermodell ein Problem ist. Eine ähnliche Vorgangsweise wie beim Kompressor wurde für die Modellierung der Kapillare gewählt. Das Kapillarmodell wird im folgenden Abschnitt behandelt.

3.4 KAPILLARMODELL

Das Prinzip eines Kapillarrohres mit internem Wärmetauscher (IWT) ist in Abbildung 3.15 schematisch dargestellt. Das vom Kondensator kommende Kältemittel strömt mit hohem Druck in das enge Kapillarrohr ein und wird beim Durchströmen des Rohres auf das Verdampferdruckniveau entspannt. Dabei kühlt das Kältemittel ab, wodurch die für Kühlzwecke genutzte, niedrige Verdampferemperatur erzielt wird.

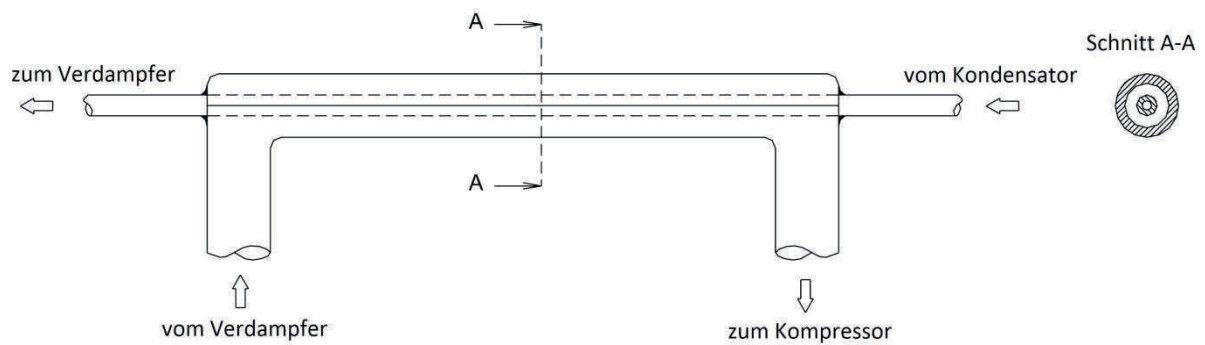


Abbildung 3.15: Kapillarrohr mit internem Wärmetauscher aus [6]

Bei der Bauweise mit integriertem Wärmetauscher verläuft ein Teil des Kapillarrohres in der Saugleitung des Kompressors, wie im Prinzipschaltbild in Abbildung 3.16 ersichtlich. Es erfolgt eine Wärmeübertragung vom grünen auf den blau dargestellten Kältemittelstrom.

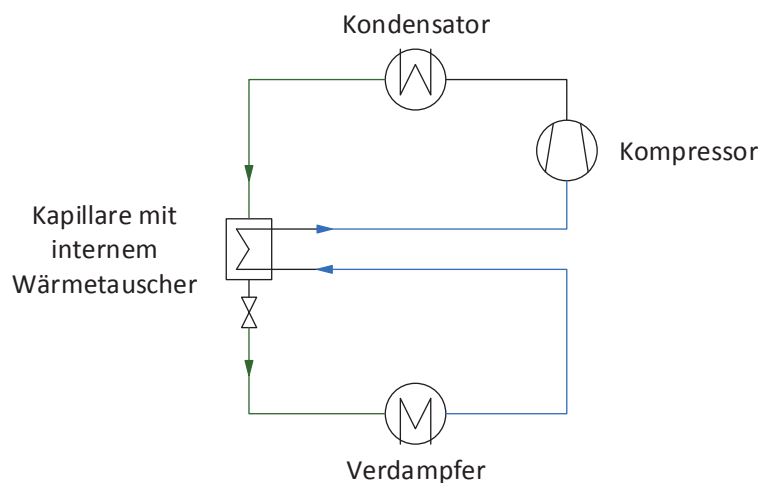


Abbildung 3.16: Kältekreislauf mit internem Wärmetauscher

Zur Beschreibung der Kapillare mit Wärmetauscher wird analog zum Kompressor ein semiempirisches Modell verwendet. Das gewählte Modell nach [6] gibt jeweils eine Beziehung für den Massenstrom durch das Kapillarrohr \dot{m}_{emp} und die Austrittstemperatur aus dem Wärmetauscher T_{emp} an. Als Parameter werden Abmessungen der Kapillare und Zustandsgrößen des Kältemittels, wie in Abbildung 3.17 dargestellt, verwendet.

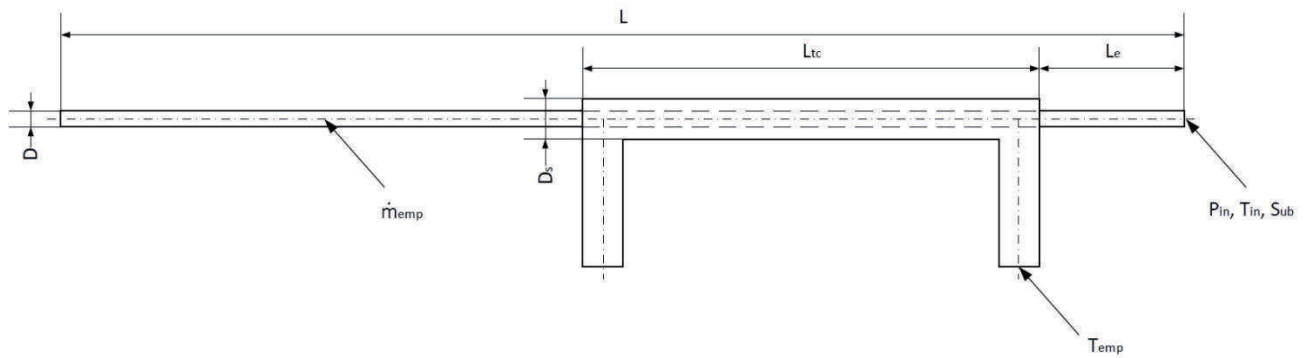


Abbildung 3.17: Abmessungen und Zustandsgrößen zur Beschreibung der Kapillare im Modell, die Abmessungen D und D_s beziehen sich auf die Innendurchmesser

Mit Gl. (84) kann der Massenstrom \dot{m}_{emp} durch das Kapillarrohr berechnet werden. Die Größe S_{ub} gibt dabei die Unterkühlung in K beim Eintritt in das Kapillarrohr an.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{emp} = & -7,165 + 0,1755p_{in} + 0,8454L + 12,7375D + 0,0276S_{ub} \\ & + 0,096L_{tc} - 0,0005p_{in}T_{in} - 0,015T_{Sub}L_e - 1,6512DL \\ & + 0,0024L_{tc}D_s \end{aligned} \quad (84)$$

Mit Gl. (85) kann die Austrittstemperatur aus dem Wärmetauscher T_{emp} in der Saugleitung des Kompressors berechnet werden.

$$\begin{aligned} T_{emp} = & 10,0861 + 2,3625p_{in} + 2,4964T_{Sub} + 5,339D + 11,4987L_{tc} \\ & - 3,1265D_s + 0,1446p_{in}D_s - 4,4467S_{ub}D \\ & + 0,2263T_{in}L_{tc} - 0,0728LL_e \end{aligned} \quad (85)$$

Für die Kreislaufsimulation wird quasistationäres Verhalten der Kapillare angenommen. Das heißt, es wird weder Masse noch Energie in der Kapillare gespeichert. Sowohl im Kapillarrohr als auch in der Saugleitung sind ein- und austretende Massenströme gleich groß. Die vom Kältemittel im Kapillarrohr abgegebene Wärme entspricht der im Saugrohr aufgenommenen. Zusätzlich wird der Druckverlust in der Saugleitung vernachlässigt. Mit Hilfe dieser Vereinfachungen und der obigen Beziehungen ist das Kapillarmodell vollständig definiert.

Damit wurden für alle Komponenten des Kühlkreislaufes mathematische Modelle gefunden, die unter Verwendung einer geeigneten Software zu einer dynamischen Kreislaufsimulation

kombiniert werden können. Im folgenden Abschnitt sind die Eckdaten der Modelle und die gewählten Randbedingungen für die Simulation kurz zusammengefasst. Im anschließenden Kapitel 4 wird dann die numerische Implementierung der vorgestellten Modelle behandelt.

3.5 ZUSAMMENFASSUNG DER MODELLBILDUNG

Abbildung 3.18 gibt einen Überblick über die in diesem Kapitel entwickelten Kühlkreislaufmodelle. Der reale technische Kälteprozess wird mit Hilfe der beschriebenen Modelle für die Einzelkomponenten virtuell nachgebildet. Die Modelle der vier Komponenten werden dazu seriell angeordnet. Dadurch ergibt sich implizit die Vereinfachung, dass der Austrittszustand des Kältemittels einer Komponente, dem Eintrittszustand der nachfolgenden Komponente entspricht. Dies ist zwischen Kondensator und Kapillare nicht zwangsläufig gegeben, da sich nach dem Kondensator ein kleiner Behälter mit einem Kältemittelfilter befindet. Laut [23] kann dieser aber für die Modellbildung in guter Näherung vernachlässigt werden.

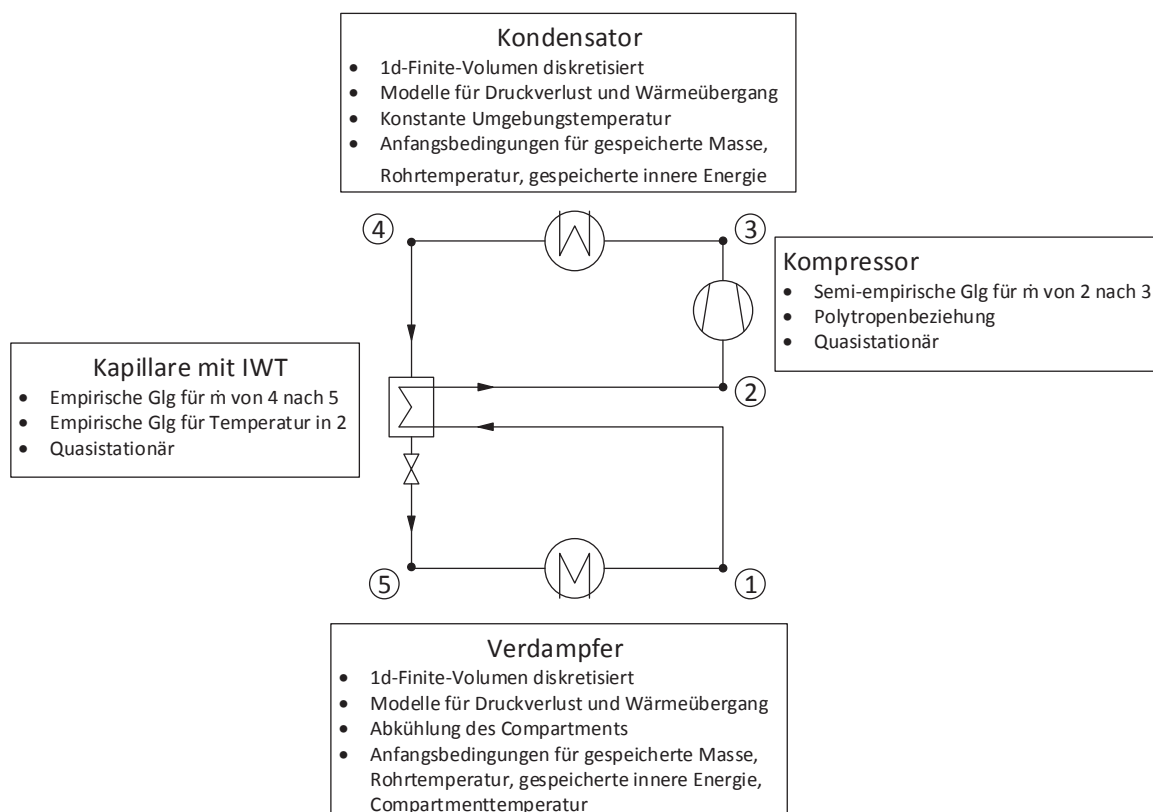


Abbildung 3.18: Zusammenfassung Kreislaufmodell

Als Randbedingungen dient eine konstante Umgebungstemperatur für die Wärmeabfuhr im Kondensator. Für die Differentialgleichungen im Kondensator- und Verdampfermodell werden Anfangsbedingungen für die gespeicherte Masse, die Rohrtemperatur, die gespeicherte innere Energie, sowie für die Compartmenttemperatur gesetzt.

Das obige Modellkonzept wird für die Prozesssimulation in die Simulationsumgebung IPSEpro implementiert. Dies wird im anschließenden Kapitel 4 behandelt.

4 IMPLEMENTIERUNG IN DIE PROZESSSIMULATION

In Kapitel 3 wurden für die einzelnen Komponenten des Kühlkreislaufs mathematische Modelle vorgestellt, die deren dynamisches Betriebsverhalten wiedergeben. Aufbauend auf dieses theoretische Modellgerüst wird im folgenden Kapitel die Implementierung der vorgestellten Gleichungen für die computergestützte Simulation des Kühlkreislaufes beschrieben. Dazu wurde die Simulationssoftware IPSEpro verwendet. Nach einer kurzen Einführung in die Prozesssimulation folgt eine Beschreibung der numerischen Modelle für die Komponenten des Kühlkreislaufs. Im anschließenden Kapitel 5 werden dann die Ergebnisse der dynamischen Kreislaufsimulation präsentiert.

4.1 PROZESSSIMULATION MIT IPSEPRO

Während in [12] die Implementierung des Kondensatormodells in *Visual Basic for Applications* realisiert wurde, wird die Simulation des Kühlkreislaufes in dieser Arbeit mit Hilfe der Prozesssimulationssoftware IPSEpro der Firma Simtech durchgeführt.

In [19] werden die Vor- und Nachteile der Verwendung von speziellen Simulationssprachen wie IPSEpro gegenüber Standardprogrammiersprachen diskutiert. Der Vorteil von Simulationssprachen liegt vor allem in den vorgefertigten Elementen und Funktionen, die im Programmpaket enthalten sind. Solver für die Lösung von Gleichungssystemen bzw. Plotfunktionen zur Anzeige von Ergebnissen müssen beispielsweise nicht erst programmiert werden. Dies erlaubt es dem Anwender, sich auf die Modellierung der physikalischen Phänomene zu konzentrieren.

Dem gegenüber steht das Problem, dass die Eingriffsmöglichkeiten in den Lösungsprozess bei der Verwendung von Simulationssoftware eingeschränkt sind. Solverparameter wie die Schrittweite können zum Beispiel nur bedingt beeinflusst werden. Außerdem ist das Nachvollziehen von Simulationsabbrüchen und Konvergenzproblemen oft nur erschwert möglich. Diese sind bei physikalischen Diskontinuitäten, wie Phasenübergängen, und in Grenzbereichen von empirischen Modellen jedoch sehr wahrscheinlich.

IPSEpro erlaubt durch die Verwendung von External Functions das Einbinden von Programmcode in Standardprogrammiersprachen in die Prozesssimulation. Dazu werden Dynamic Link Libraries (DLLs) verwendet. Dies bietet die Möglichkeit, komplexe Funktionen, die in der programmeigenen Programmiersprache nur schwer zu implementieren wären, auszulagern. Auch das Debuggen dieser Programmteile wird dadurch erleichtert bzw. überhaupt erst möglich. Diese Vorgangsweise wurde gewählt, um die komplexen Modelle für Wärmeübergangskoeffizient und Druckverlust von der Lösung der Bilanzgleichungen zu trennen. Eine genaue Beschreibung der verwendeten DLLs erfolgt in Abschnitt 4.3.

4.2 KREISLAUFMODELL IN IPSEPRO

Im folgenden Abschnitt wird kurz der Aufbau einer Prozesssimulation in IPSEpro beschrieben. Die Erklärungen dazu sind [24] entnommen. Abbildung 4.1 zeigt ein mögliches Prozessmodell für einen Kühlkreislauf in IPSEpro. Der zu modellierende Prozess wird mit Hilfe von Komponenten aus einer Bibliothek aufgebaut und als Flussdiagramm dargestellt.

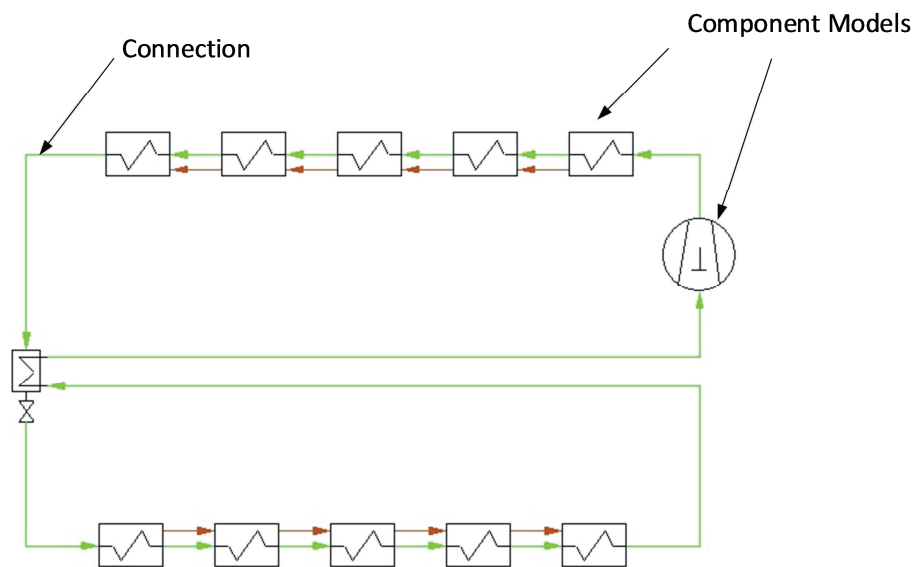


Abbildung 4.1: Kühlkreislaufmodell in IPSEpro

Die realen technischen Anlagenkomponenten wie Kompressor und Wärmetauscher werden durch Component Models repräsentiert und sind untereinander durch Connections verbunden. Zusätzlich ermöglichen sogenannte Globals zum Beispiel die Definition von Arbeitsmedien in den Connections. Hinter diesen graphischen Repräsentanten der Komponenten stehen Gleichungen, welche die in den Connections transportierten Größen miteinander in

Beziehung bringen. Dies können z.B. Bilanzgleichungen oder Beziehungen für thermodynamische Zustandsänderungen sein.

Durch die Struktur des Prozessmodells und die verwendeten Component Models und Connections wird somit ein algebraisches Gleichungssystem definiert, das mit Hilfe des Newtonverfahrens numerisch gelöst wird. Dazu wird eine Analyse des Gleichungssystems vorgenommen und Variablen, die gemeinsam gelöst werden müssen, zu Gruppen zusammengefasst. Die Gruppengröße wird dabei minimiert und die Lösungsreihenfolge der verschiedenen Gleichungsgruppen bestimmt. Anschließend werden die Gruppen nacheinander gelöst. Ein dynamischer Solver erlaubt auch das Lösen differential-algebraischer Gleichungssysteme, wie sie bei instationären Prozessen auftreten.

Das Programmmodul *Model Development Kit* ermöglicht das Erstellen eigener Bibliotheken von Component Models, Connections und Globals. Diese Möglichkeit wurde für die Entwicklung der Kühlkreislaufrisimulation genutzt. Mit Hilfe der in Kapitel 3 vorgestellten Modellgleichungen für das Betriebsverhalten der einzelnen Komponenten werden Component Models für Kompressor, Kapillare, Verdampfer und Kondensator erstellt. Diese werden mit selbsterstellten Connections verbunden. Die grünen Connections in Abbildung 4.1 stellen z. B. Kältemittelströme dar. In ihnen werden Zustands- und Transportgrößen des Kältemittels, wie der Druck, als Variablen gespeichert. Diese können dann in den Gleichungen der Component Models, mit denen sie verbunden sind, verwendet werden. Das Component Model des Kompressors in Abbildung 4.2 verknüpft z.B. den Druck und die Temperatur der eintretenden Connection mit den Werten der austretenden über eine Polytropenbeziehung.

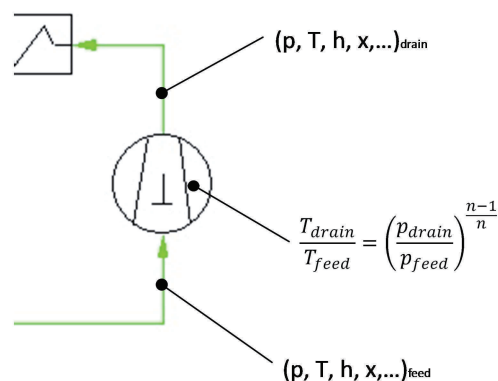


Abbildung 4.2: Connections und Component Models in IPSEpro

Auf diese Weise kann ein Prozessmodell des Kühlkreislaufs in IPSEpro erstellt, und mit Hilfe von Rand- und Anfangsbedingungen gelöst werden. Die dazu notwendigen Component Models für die Wärmetauscher werden im Folgenden behandelt.

4.3 VERDAMPFER- UND KONDENSATORMODELL

Die Component Models für Verdampfer und Kondensator haben nahezu den gleichen Aufbau und werden hier gemeinsam beschrieben und im Folgenden als Wärmetauscher bezeichnet. Anfangs wird auf die verwendete Diskretisierung zur Beschreibung des Wärmetauscherrohrs eingegangen. Anschließend wird der Berechnungsvorgang im Modell näher beschrieben. Am Ende des Abschnitts wird das vorgestellte Modell in einem ausgewählten Szenario getestet und die Ergebnisse für unterschiedliche Diskretisierungslängen miteinander verglichen.

4.3.1 Diskretisierung

Für die Entwicklung des mathematischen Modells in Kapitel 3 wurde das Wärmetauscherrohr aufgeteilt und die Energie-, Massen- und Impulsbilanz allgemein für ein Rohrelement aufgestellt, um daraus die Zustandsgrößen zu berechnen. Im realen Wärmetauscher variieren die Zustandsgrößen über die Länge eines Rohrelementes. Bei der Diskretisierung wird der Verlauf der Größen durch deren Wert an einer Stützstelle ersetzt. Einem Rohrelement wird dadurch jeweils genau ein Wert für die Rohrtemperatur, Kältemitteltemperatur, Dichte, usw. zugeordnet, wodurch aber ein Fehler entsteht. Für das Wärmetauschermodell wurde, wie in [12], der Austritt aus dem Rohrelement als Stützstelle verwendet. In Abbildung 4.3 ist diese Diskretisierung für eine Zustandsgröße z schematisch dargestellt.

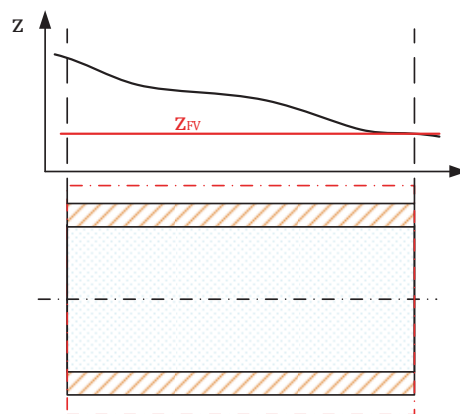


Abbildung 4.3: Diskretisierung eines Wärmetauscherrohrs

Die Größe des Fehlers ist abhängig von der Anzahl der Stützstellen, also von der Anzahl der verwendeten Rohrelemente. Im abschließenden Testszenario werden die Simulationsergebnisse bei der Diskretisierung eines 4 m langen Kondensators mit 4, 10, 20 bzw. 40 Rohrelementen verglichen.

4.3.2 Berechnungsvorgang

Wie bereits erwähnt wurde, werden im Wärmetauschermodell externe Funktionen verwendet, um Teile der Berechnung außerhalb von IPSEpro durchzuführen. Dies wird für die Berechnung der Wärmeübergangszahlen und des Druckverlustes, sowie für die Stoffdaten des Kältemittels genutzt.

Im Component Model des Wärmetauschers in IPSEpro sind die Bilanzgleichungen und die Definitionen der Wärmeströme aus Kapitel 3 hinterlegt. Mit ihnen werden die Zustände des Kältemittels am Ein- und Austritt miteinander verknüpft. Zur Lösung der Bilanzgleichungen sind einerseits die temperaturabhängigen Stoffwerte des Kältemittels, andererseits die Wärmeübergangszahl und der Druckverlust des Rohrelements erforderlich.

Die Stoffwerte werden über eine DLL aus dem Stoffdatenprogramm Refprop [25] geladen. Dazu kann in IPSEpro eine externe Funktion verwendet werden, deren Argumente den Zustand des Kältemittels definieren (z.B. p , T oder p , h) und deren Ausgabewert der gewünschte Stoffwert ist.

Die Wärmeübergangszahlen und der Druckverlust werden ebenfalls in einer DLL berechnet. In dieser erfolgt die Bestimmung des Flow Patterns und die Berechnung von ε , α_{gp} , α_{pa} und Δp entsprechend der in Kapitel 3 beschriebenen Modelle. Abbildung 4.4 zeigt den Datenaustausch zwischen IPSEpro und den DLLs.

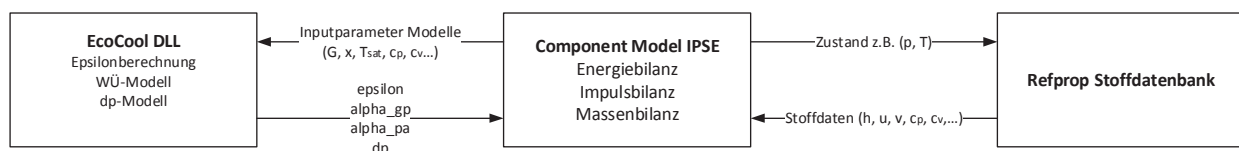


Abbildung 4.4: *Component Model* und *DLLs*

4.3.3 Testszenario

Im folgenden Abschnitt wird in einem Testszenario der Einfluss der Diskretisierungslänge auf die Ergebnisse der Wärmetauschersimulation untersucht. Dazu wird ein Kondensatorrohr mit einer Gesamtlänge von 4 m mit 10, 20 bzw. 40 Zellen diskretisiert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Die vollständige Aufstellung aller Eingabeparameter kann dem Anhang unter 7.1 entnommen werden.

Die Randbedingungen für die Simulation sind dabei an die Betriebsbedingungen bei einem Anfahrvorgang angelehnt und werden als Zeitfunktionen am Ein- und Austritt des Kondensators vorgegeben. Diese sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Beim Einschalten des Kompressors steigt der Massenstrom am Kondensatoreintritt. Zeitlich verzögert reagiert der Massenstrom durch die Kapillare am Kondensatoraustritt. Durch die Drosselung ist dieser jedoch geringer als der eintretende Massenstrom, wodurch die im Kondensator gespeicherte Kältemittelmasse mit der Zeit ansteigt.

Die Legendeneinträge in Abbildung 4.6 - Abbildung 4.8 haben folgende Bedeutung:

S_2m_10C.massflow	Massenstrom an der Stelle 2m im Kondensator bei Diskretisierung mit 10 Zellen
S_4m_4C.p	Druck an der Stelle 4m im Kondensator bei Diskretisierung mit 4 Zellen, usw.

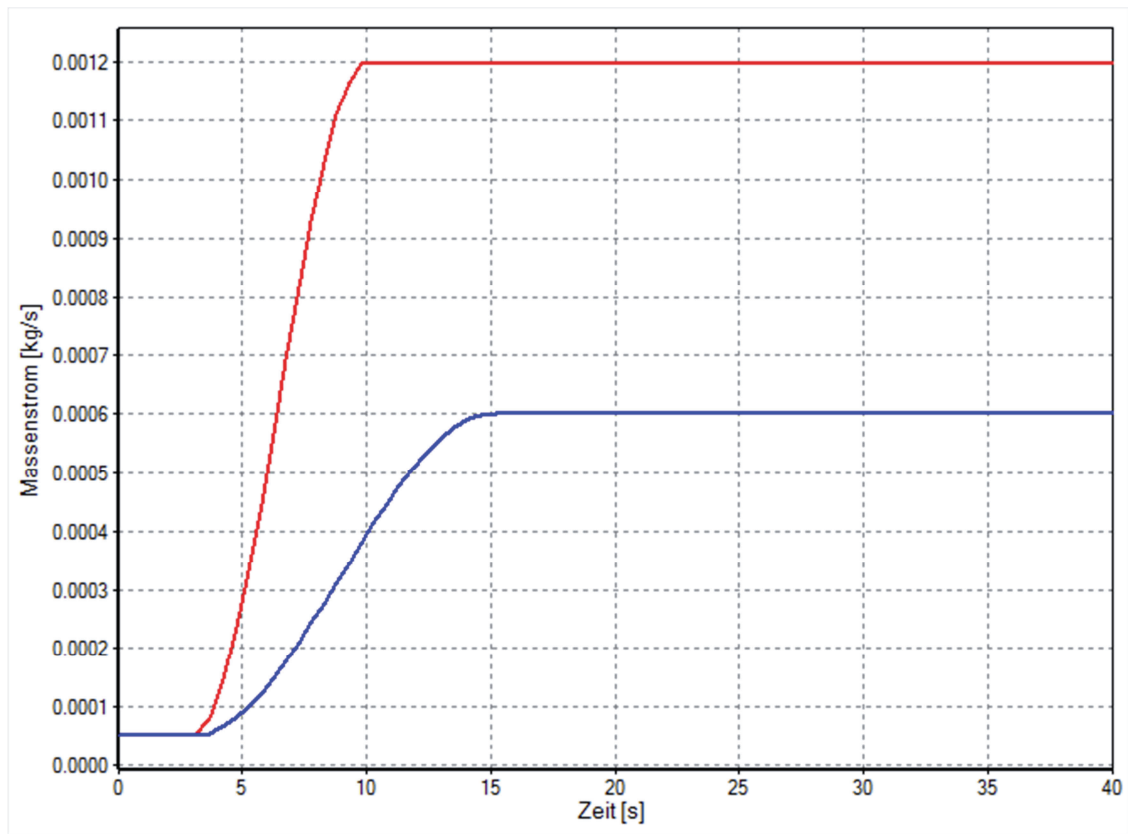


Abbildung 4.5: Randbedingungen Massenstrom am Eintritt (rot) und am Austritt (blau)

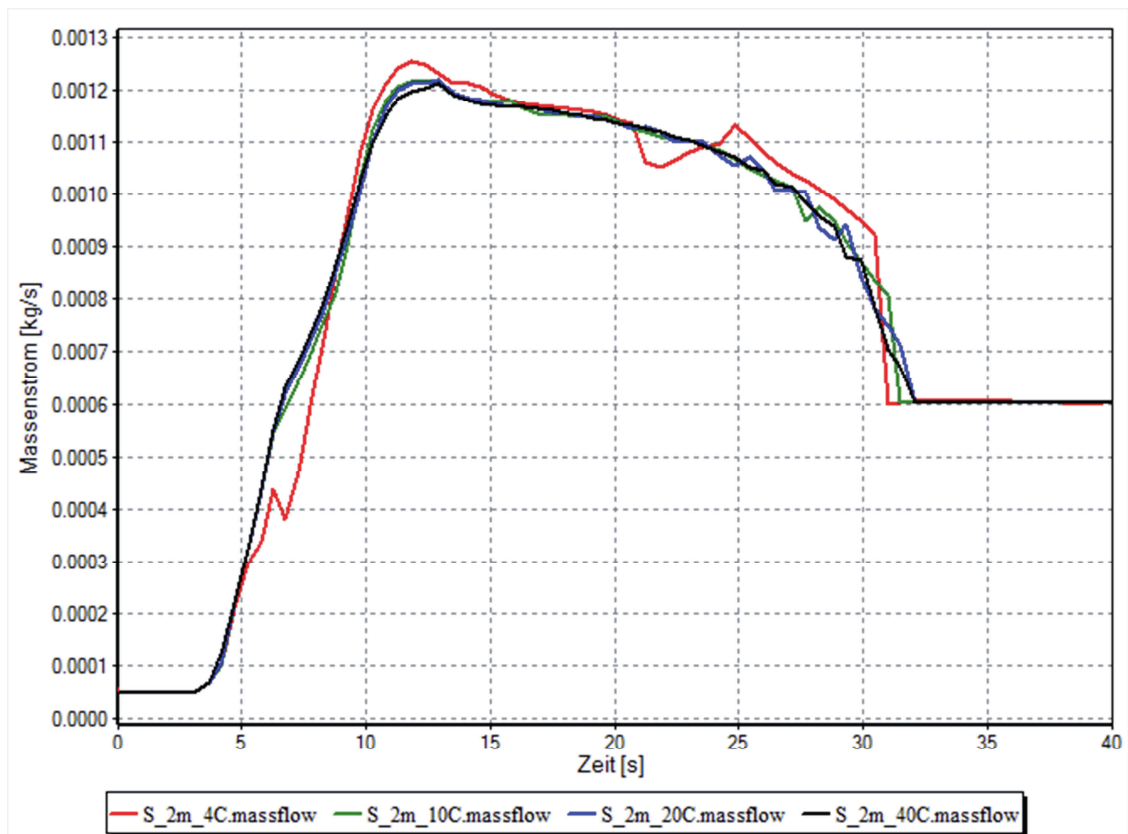


Abbildung 4.6: Massenstrom im Kondensator bei 2m

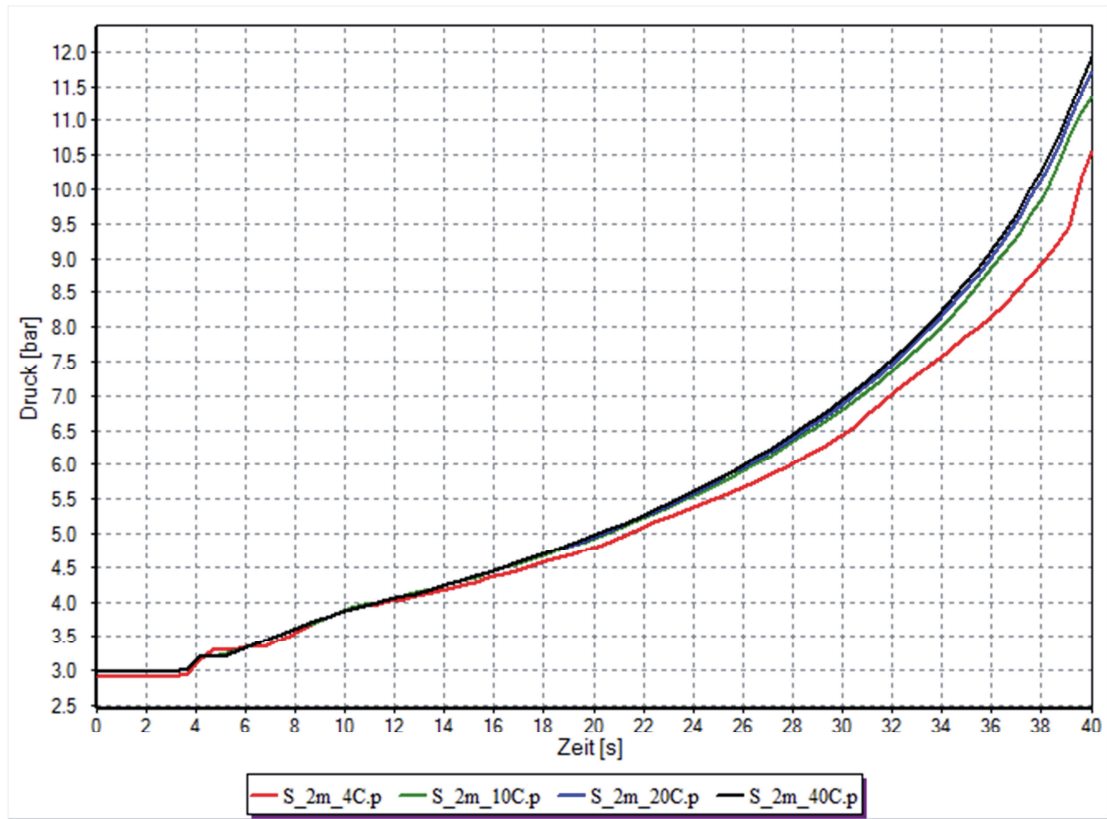


Abbildung 4.7: Druck im Kondensator bei 2m

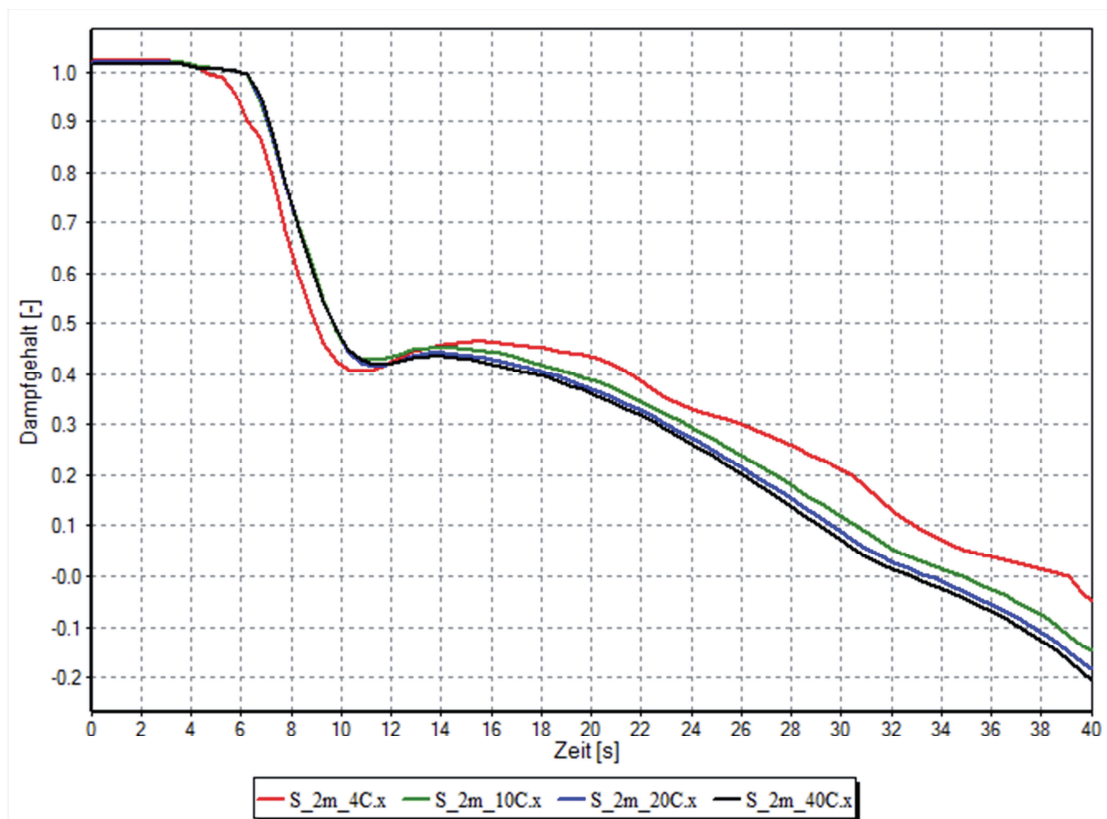


Abbildung 4.8: Dampfgehalt bei 2m

Durch die Randbedingungen für die Massenströme am Ein- und Austritt, sowie die Anfangsbedingung für die Dichte des Kältemittels im Kondensator, ist die gespeicherte Kältemittelmasse zu jedem Zeitpunkt festgelegt. Sie nimmt kontinuierlich zu, wodurch der Druck im Kondensator ansteigt. In Abbildung 4.7 ist der Verlauf des Drucks über der Zeit in der Mitte des Kondensatorrohrs dargestellt. Die Höhe des Drucks ist abhängig vom Ausmaß der Wärmeabfuhr im Kondensator. Wird viel Wärme abgeführt, so steigt die Dichte durch die Wärmeabfuhr und die vorgegebene Masse liegt bei niedrigem Kondensatordruck vor. Wird wenig Wärme abgeführt, erfolgt die Steigerung der Dichte durch Erhöhung des Drucks im Kondensator.

Bei der späteren Simulation des Gesamtkreislaufes reagiert das Kapillarmodell auf den erhöhten Druck mit einer Zunahme des Massenstroms. Dadurch fließt mehr Kältemittel aus dem Kondensator ab und es stellt sich nach einiger Zeit ein konstanter Wert für den Druck ein.

Durch die Wärmeabfuhr kondensiert das Kältemittel beim Durchströmen des Kondensatorrohrs zunehmend. Die Rohrstelle an dem die Kondensation vollständig erfolgt ist ($x = 0$) liegt anfangs am kapillarseitigen Ende des Kondensators und bewegt sich mit der Zeit stromaufwärts. Abbildung 4.8 zeigt den zeitlichen Verlauf des Dampfgehalts in der Mitte des Kondensators. Bei etwa 32s liegt der Punkt der vollständigen Kondensation genau an dieser Stelle. Zwischen diesem Punkt und dem Austritt des Kondensators ist das Kältemittel flüssig und die Änderung der Dichte nur mehr sehr gering. Bei Erreichen von $x = 0$ nimmt der Massenstrom durch diesen Querschnitt daher den durch die Randbedingung am Austritt vorgegebenen Wert an. Dies ist in Abbildung 4.6 bei 32s zu sehen.

Die Ergebnisse des Testszenarios zeigen, dass die Zunahme der Genauigkeit bei Erhöhung der Zellanzahl bereits ab 10 Zellen sehr gering ist. Daher können für die Modellierung der Wärmetauscher deutlich weniger Zellen verwendet werden als anfänglich angenommen. Mit einer Diskretisierung mit 10 bis 20 Zellen werden bereits sehr gute Ergebnisse erzielt bzw. steht dem geringen Zugewinn an Genauigkeit ein bedeutend größerer Rechenaufwand bei der Verwendung einer größeren Anzahl an Zellen gegenüber.

4.4 KOMPRESSOR- UND KAPILLARMODELL

Verglichen mit den Modellen für die Wärmetauscher sind Kompressor- und Kapillarmodell sehr einfach aufgebaut. Sie kommen ohne externe Berechnungen in einer DLL aus und werden mit Hilfe einiger weniger algebraischer Gleichungen beschrieben.

Das Kompressormodell in IPSEpro enthält die in 3.3 vorgestellten Gleichungen. Die erforderlichen Eingabeparameter sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Eingabeparameter Kompressormodell

$n \ [s^{-1}]$	Kompressordrehzahl
$V_h \ [m^3]$	Hubvolumen
$C, \delta p \ [-]$	Modellparameter für volumetrischen Wirkungsgrad
$d_f, e, f \ [-]$	Modellparameter für Gesamtwirkungsgrad
$m \ [1]$	Polytrophenexponent

Das Kapillarmodell wird durch die Gleichungen aus Abschnitt 3.4 beschrieben. Als Eingabeparameter sind die Geometriewerte der Kapillare und des internen Wärmetauschers aus Tabelle 2 erforderlich.

Tabelle 2: Eingabeparameter Kapillarmodell

$L \ [m]$	Länge des Kapillarrohres
$D \ [mm]$	Innendurchmesser des Kapillarrohres
$L_{tc} \ [m]$	Länge des Wärmetauschers
$L_e \ [m]$	Adiabate Einlauflänge des Kapillarrohres
$D_s \ [mm]$	Innendurchmesser der Kompressorausleitung

5 SIMULATIONSERGEBNISSE UND DISKUSSION

In diesem Abschnitt werden die Simulationsergebnisse mit den in Kapitel 3 und 4 beschriebenen Modellen präsentiert. Anfangs werden die Ergebnisse der Simulation des Gesamtkreislaufs unter vereinfachten Verhältnissen vorgestellt. Dem folgen die Ergebnisse einer Simulation des Hochdruckteils des Kreislaufs unter realitätsnahen Randbedingungen. Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse daraus zusammengefasst.

Der reale Anfahrvorgang aus dem Stillstand ist relativ komplex und läuft folgendermaßen ab: Ist seit dem vorhergehenden Einschaltzyklus genügend Zeit verstrichen, befindet sich das Kältemittel in Ruhe und im gesamten Kreislauf herrscht annähernd der gleiche Druck. Das Kältemittel ist im gesamten Kreislauf gasförmig, bzw. zweiphasig mit hohen x -Werten im Verdampfer. Ein großer Teil der im Gerät befindlichen Kältemittelmasse ist im Stillstand im Öl des Kompressors gelöst, welches sich saugseitig im Kompressorgehäuse befindet. Erreicht die Temperatur im Compartment durch Ausgleich mit der Umgebung einen gewissen Schwellenwert, so wird der Kompressor von der Regelung des Geräts eingeschaltet.

Dieser beginnt Kältemittel vom saugseitigen Verdampfer zum druckseitigen Kondensator zu fördern. Im Verdampfer und im Gehäuse des Kompressors sinkt dadurch der Druck und das im Öl gelöste Kältemittel geht aus der Lösung in den Kreislauf.

Im Kondensator hingegen steigt der Druck. Durch die Förderwirkung des Kompressors entsteht am Kondensatoreintritt ein hoher zufließender Massenstrom, dem durch die Drosselung durch die Kapillare ein geringerer abfließender Massenstrom am Austritt gegenübersteht. Während der Anlaufphase wird somit zunehmend Masse in den Kondensator eingelagert, wodurch der Druck steigt. Durch den zunehmenden Druck und die Wärmeabfuhr an die Umgebung beginnt das Kältemittel schließlich am Austritt des Kondensators erst zweiphasig und dann flüssig zu werden. Das aus dem Kondensator austretende Kältemittel wird in der Kapillare entspannt, durch den internen Wärmetauscher weiter abgekühlt und tritt zweiphasig bei niedrigem Druck in den Verdampfer ein. Der Verdampfer kühlt dadurch im Verlauf des Anfahrvorganges ab und dem Compartment wird Wärme entzogen.

Schließlich stellt sich ein stationärer Zustand ein. Im Kondensator ist dieser gekennzeichnet durch gleich große Massenströme am Ein- und Austritt und ein konstantes Druckniveau bei

hohen Drücken. Die Kondensation erfolgt damit bei hoher Temperatur und Wärme wird an die Umgebung abgegeben. Im Verdampfer stellt sich ein konstantes niedriges Druckniveau ein. Dadurch liegt die Temperatur bei der Verdampfung bei niedrigen Werten und es kann Wärme vom Compartment aufgenommen werden, um dieses zu kühlen.

Infolge der Wärmeabfuhr durch den Verdampfer kühlt das Compartment ab und bei Erreichen eines weiteren Schwellenwertes schaltet die Regelung des Geräts den Kompressor ab. Das noch vorhandene Druckgefälle zwischen Verdampfer und Kondensator wird durch Rückströmung in der Kapillare abgebaut. Dadurch steigt der Druck im Verdampfer und Kältemittel wird wieder zunehmend im Kompressoröl gelöst. Kondensatorseitig sinkt der Druck und flüssiges Kältemittel verdampft, bis schlussendlich wieder der Ausgangszustand erreicht ist. Durch die fehlende Wärmeabfuhr beginnt das Compartment sich wieder zu erwärmen und bei erneutem Erreichen der Schalttemperatur beginnt der Zyklus wieder von neuem.

5.1 SIMULATION DES GESAMTKREISLAUFS

Mit Hilfe der bereits beschriebenen Modelle wurde die Simulation eines Kühlkreislaufs in IPSEpro durchgeführt. Abbildung 5.1 zeigt das Flussdiagramm des Prozessmodells. Für Verdampfer und Kondensator wurde dabei eine identische Geometrie mit einer Länge von 12 m und einem Innen- und Außendurchmesser von 4 mm bzw. 6 mm gewählt. Es wurde eine Umgebungstemperatur von 23°C angenommen. Die genaue Aufstellung aller Eingabeparameter kann dem Anhang unter Abschnitt 7.2 entnommen werden

Als Randbedingung wurde am Kondensatoreintritt der in Abbildung 5.2 dargestellte Druckverlauf vorgegeben, um den Druckanstieg nach dem Einschalten des Kompressors zu simulieren. Denkbar wäre hier auch eine Vorgabe der Kompressordrehzahl in Form einer Rampe von Null auf Betriebsdrehzahl. Die Druckvorgabe zeigte jedoch deutlich besseres Konvergenzverhalten während der Simulation, weswegen diese als Randbedingung gewählt wurde. In Abbildung 5.3 ist der sich daraus ergebende Massenstrom am Kondensatoreintritt dargestellt. In den Verdampfer- und Kondensatorzellen wurden Anfangsbedingungen für die gespeicherte Masse sowie die gespeicherte innere Energie vorgegeben. Durch das konstante

Zellvolumen ist mit Vorgabe der Masse auch die Dichte zum Startzeitpunkt definiert und damit der Zustand des Kältemittels.

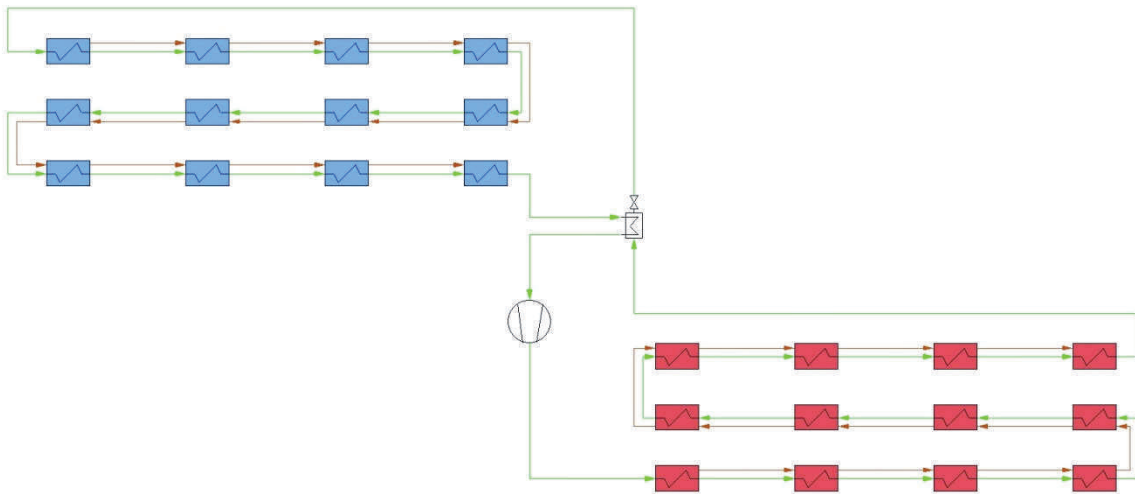


Abbildung 5.1: Kühlkreislauf in IPSEpro

Das geschlossene Kreislaufmodell erwies sich in der Nähe der Phasengrenze als numerisch äußerst instabil. Aus diesem Grund wurden relativ hohe Temperaturen für die Rohre und das Kältemittel ($>40^{\circ}\text{C}$) und damit gasförmiger Zustand als Anfangsbedingungen gesetzt, um das grundsätzliche Verhalten des Kreislaufs trotzdem untersuchen zu können.

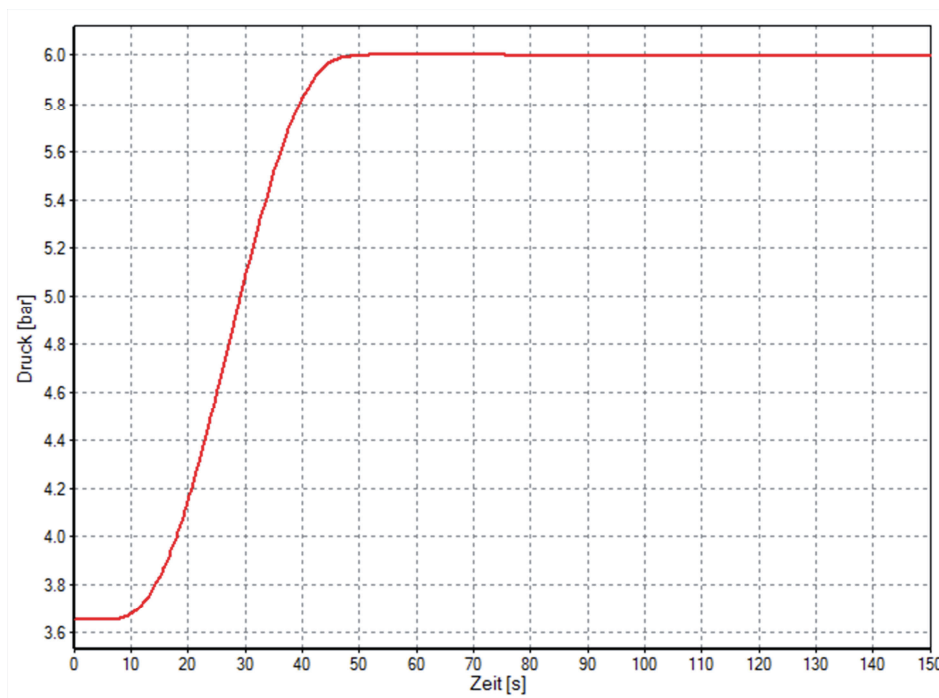


Abbildung 5.2: Druckrandbedingung am Kondensatoreintritt

Es zeigte sich, dass bei der Simulation des Gesamtkreislaufs neben den vier beschriebenen Komponenten auch das Öl im Kompressor eine wesentliche Rolle spielt und modelliert werden muss. Im Stillstand ist ein großer Teil des Kältemittels im Kompressoröl gelöst. Im Kreislauf ist daher am Beginn scheinbar weniger Kältemittelmasse vorhanden. Beim Anfahren sinkt der Druck im Kompressorgehäuse und Kältemittel geht aus der Lösung in den Kreislauf. Wird dieser Vorgang nicht modelliert, ist nach dem Anfahren die Kältemittelmasse im Kreislauf zu gering. In der vorliegenden Simulation stimmt die Masse im System daher zu Beginn mit der im realen Kreislauf überein. Dem realen Kreislauf wird allerdings durch Entlösung während des Anfahrens weitere Masse zugeführt, während die Masse in der Simulation konstant bleibt. Der hier simulierte Kreislauf weist daher nach einiger Zeit weniger Masse auf als der reale. Um den realen Prozess angemessen zu beschreiben, ist die Modellierung der Löslichkeit des Kältemittels daher unumgänglich.

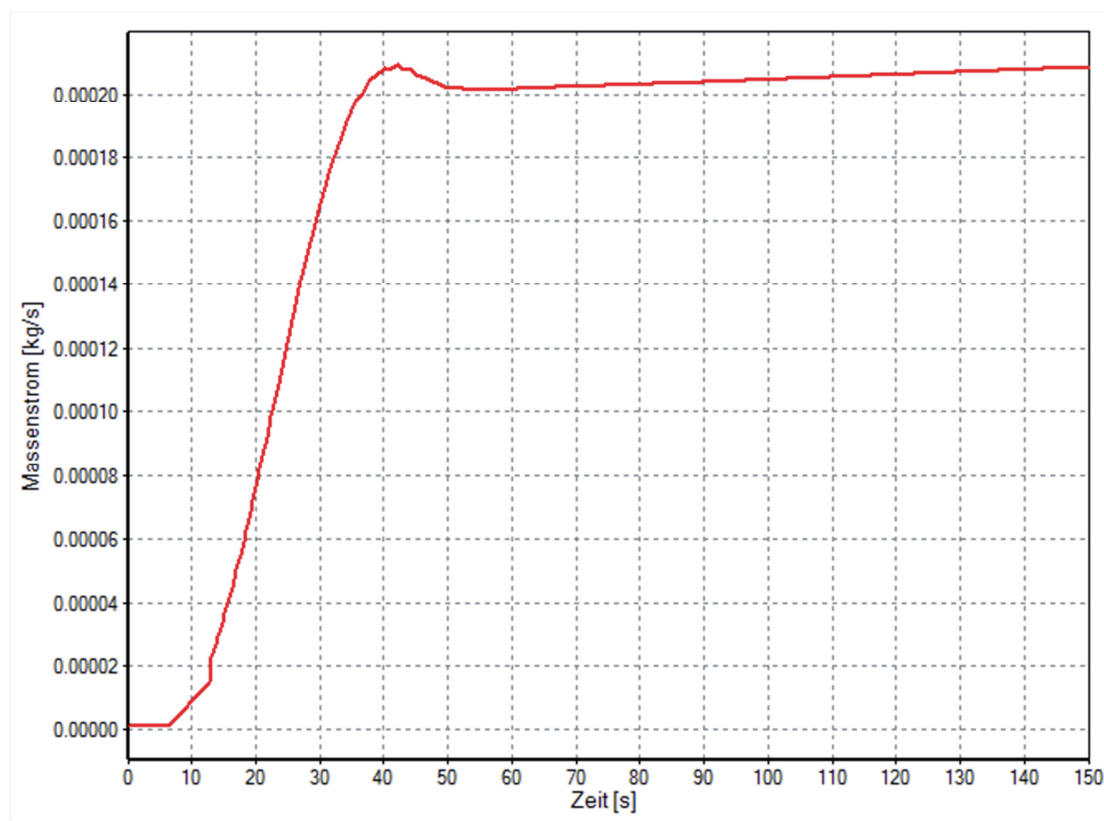


Abbildung 5.3: Massenstrom am Kondensatoreintritt

Wie eingangs beschrieben, ist der reale Anfahrvorgang gekennzeichnet durch Verlagerung von Kältemittelmasse vom Verdampfer zum Kondensator. Dieser Vorgang ist in Abbildung

5.4 und Abbildung 5.5 gut zu sehen. Dargestellt ist die in den Kondensator- bzw. Verdampferzellen gespeicherte Masse. Das Farbspektrum von Blau zu Rot steht dabei für die Position der Zelle. Die blaue Kurve entspricht der Zelle am Eintritt, die rote jener am Austritt. Abbildung 5.4 lässt erkennen, dass die im Kondensator gespeicherte Masse in den hinteren Zellen nahe der Kapillare konzentriert ist. Dies kann damit erklärt werden, dass das in den Kondensator eintretende Kältemittel beim Durchströmen des Kondensators Wärme abgibt und somit im hinteren Teil des Kondensators die höchste Dichte aufweist.

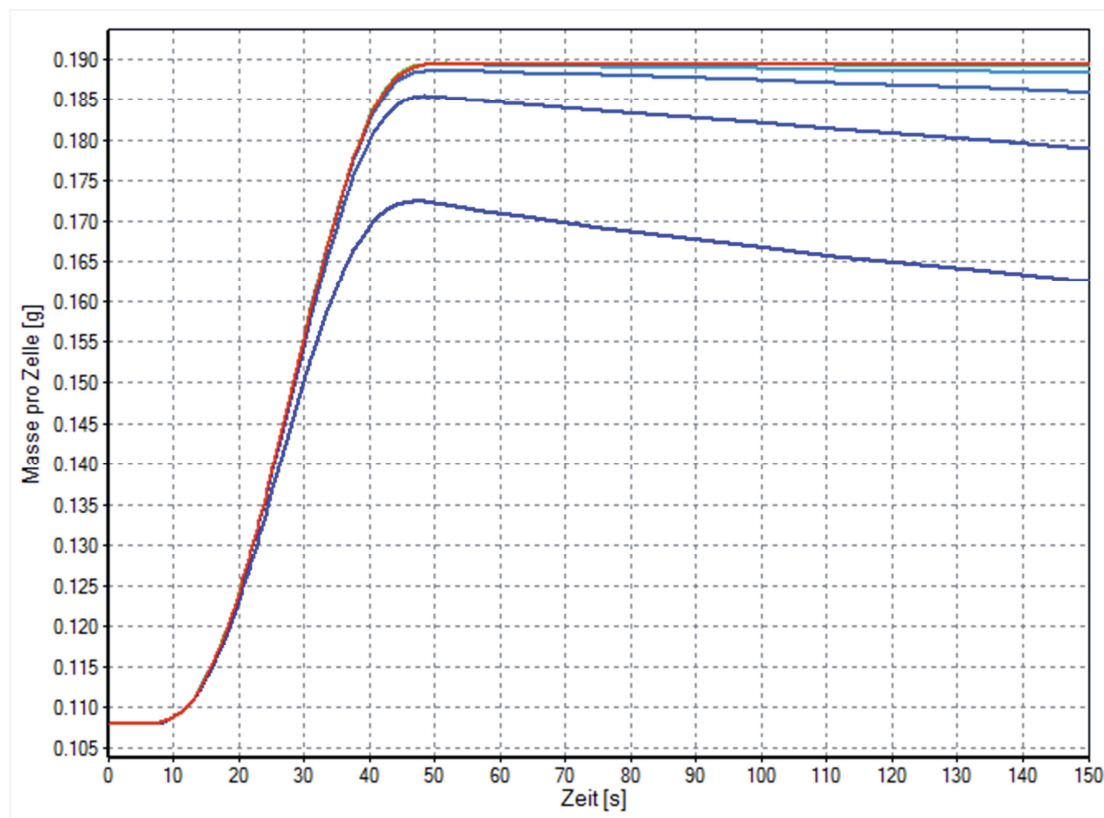


Abbildung 5.4: Masse in den Kondensatorzellen

Für die Masse im Verdampfer in Abbildung 5.5 ist das entgegengesetzte Verhalten zu beobachten. Durch die Wärmezufuhr entlang des Verdampferrohrs ist die Dichte am Austritt am niedrigsten und die Masse ist in den stromaufwärts liegenden Zellen des Verdampfers konzentriert. Der Unterschied zwischen den Zellen ist hier allerdings geringer, da die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt im Verdampfer niedriger ist.

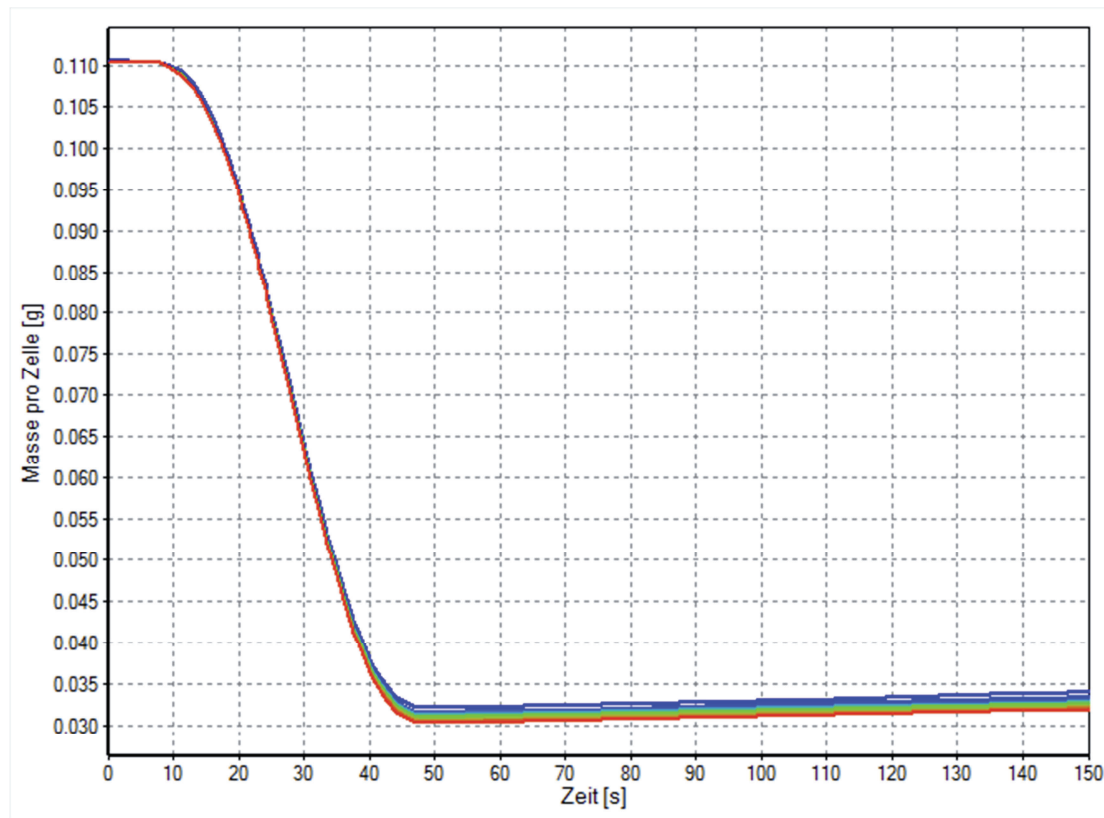


Abbildung 5.5: Masse in den Verdampferzellen

Der Kompressor sorgt für eine ständige Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator, siehe Abbildung 5.6. Durch die Erhöhung des Drucks steigt die Temperatur im Kondensator und Wärme kann bei hohem Temperaturniveau an die Umgebung abgegeben werden. Die Temperatur in den Kondensatorzellen ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Die Temperatur ist am Eintritt in den Kondensator am höchsten und sinkt durch die Wärmeabfuhr zum Austritt hin ab. Die in Abbildung 5.7 gezeigten Temperaturverläufe sind ein Sonderfall dieser Simulation, der sich dadurch ergibt, dass das Kältemittel im Kondensator gasförmig ist. Unter realen Betriebsbedingungen wäre das Kältemittel über weite Bereiche des Kondensators zweiphasig und die Temperaturen in den Zellen wären entsprechend dem Druckverlust gestaffelt. Die Wärmeabfuhr über die Länge des Kondensators würde sich in diesem Fall in einer Änderung des Dampfgehaltes äußern, nicht aber in der Temperatur.

Im Verdampfer sinkt die Temperatur aufgrund des abnehmenden Druckniveaus, siehe Abbildung 5.8. Die kälteste Stelle liegt dabei am Eintritt, die Stelle mit der höchsten Temperatur am Austritt. Gleich wie beim Kondensator stellen die hier gezeigten Temperaturverläufe einen Sonderfall für einphasiges Kältemittel im Verdampfer dar.

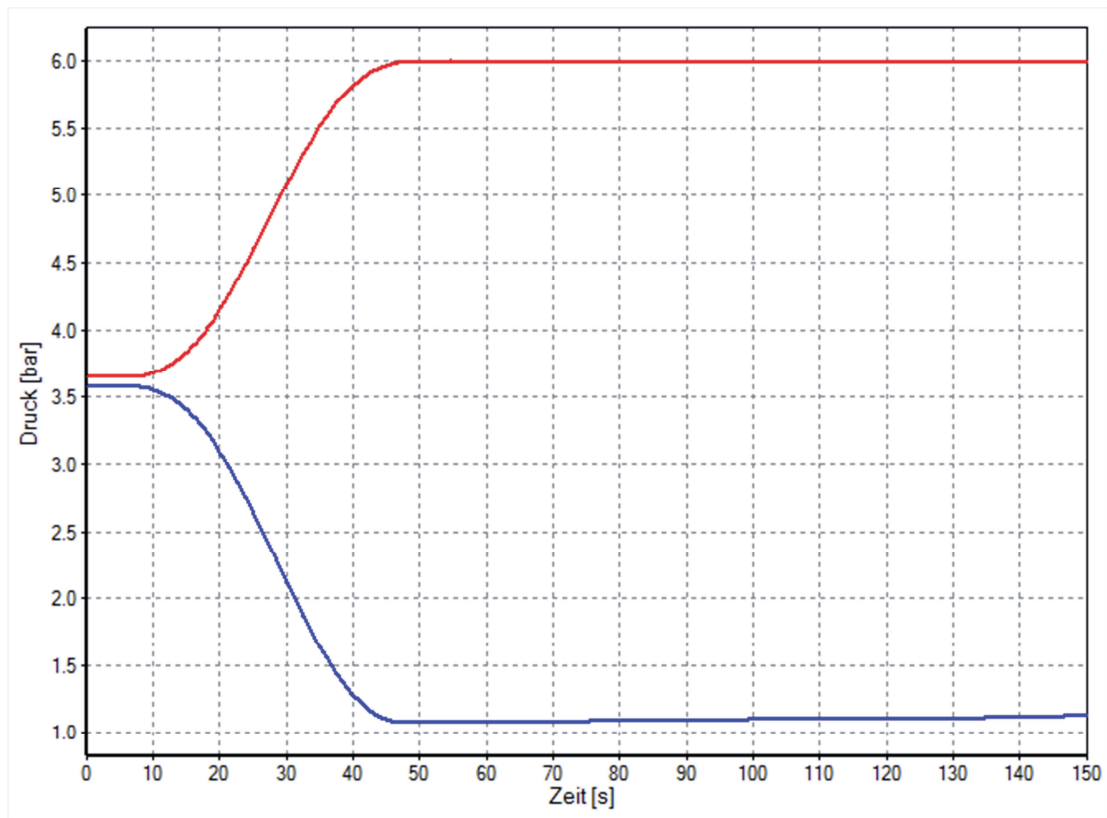


Abbildung 5.6: Druck am Kondensatoreintritt (rot) und am Verdampfereintritt (blau)

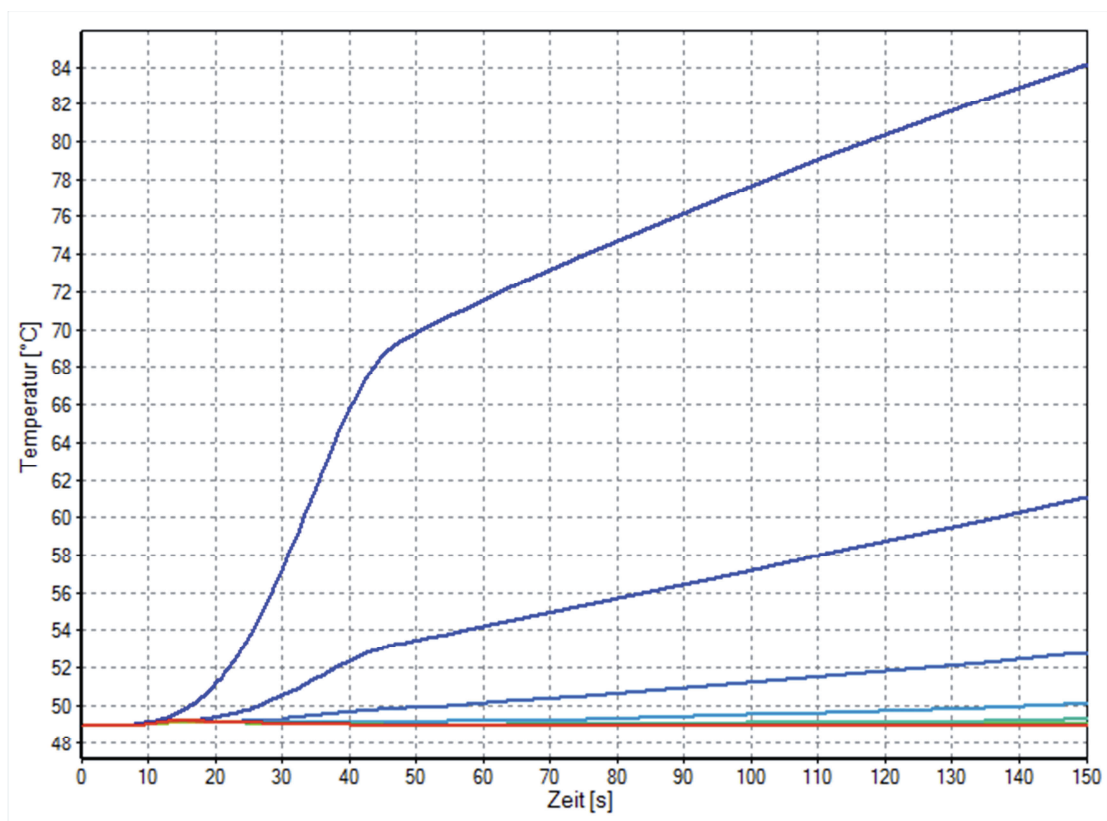


Abbildung 5.7: Kältemitteltemperaturen im Kondensator, Eintritt (blau) - Austritt (rot)

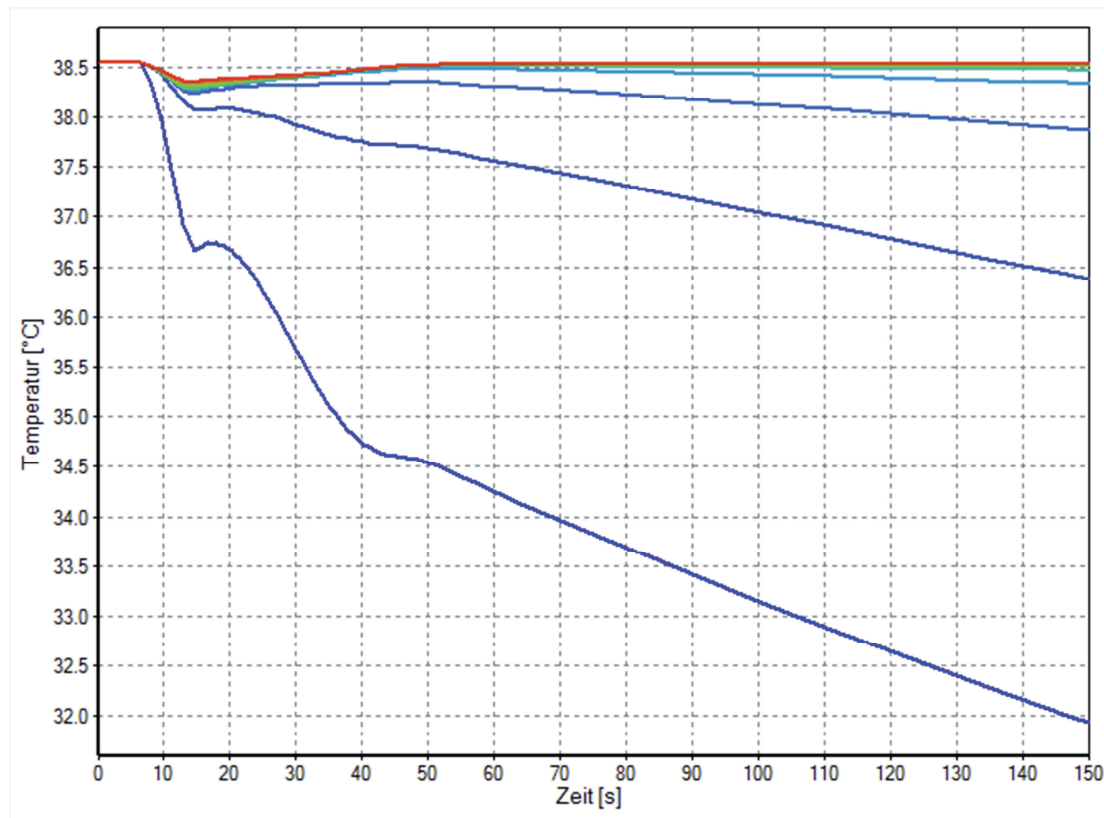


Abbildung 5.8: Kältemitteltemperaturen im Verdampfer, Eintritt (blau) – Austritt (rot)

Wie erwähnt ist das Kältemittel in obiger Simulation zu Beginn in allen Bereichen gasförmig. Dies entspricht natürlich nicht den realen Betriebsbedingungen. Wie am Beginn dieses Kapitels beschrieben, ist das Kältemittel am Eintritt in den Verdampfer entweder von Beginn des Anfahrvorganges an zweiphasig oder erreicht den zweiphasigen Zustand nach kurzer Zeit. Im Kondensator ist das Kältemittel zu Beginn gasförmig. Mit steigendem Druck beginnt es am Austritt zweiphasig und schließlich flüssig zu werden. In weiterer Folge wird das Kältemittel schließlich in weiten Bereichen des Kondensators zweiphasig.

Aus diesen Gründen wurde zusätzlich eine Simulation nur des Hochdruckteils des Kreislaufs, bestehend aus Kompressor, Kondensator und Kapillare, durchgeführt. Dies ermöglicht eine stabile Lösung auch bei Verwendung realitätsnaher Randbedingungen. Die Ergebnisse dieser Simulation werden im nachfolgenden Abschnitt behandelt.

5.2 SIMULATION DES HOCHDRUCKTEILS

Das Flussdiagramm des Prozessmodells für die Simulation des Hochdruckteils ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Zu sehen sind das Kompressormodell, die Kondensatorzellen und das Kapillarmodell mit internem Wärmetauscher. Der Kondensator hat eine Länge von 20 m, einen Innendurchmesser von 4 mm und einen Außendurchmesser von 6 mm. Er wurde mit 20 Zellen diskretisiert. Eine umfassende Aufstellung der Eingabeparameter befindet sich im Anhang unter Abschnitt 7.3.

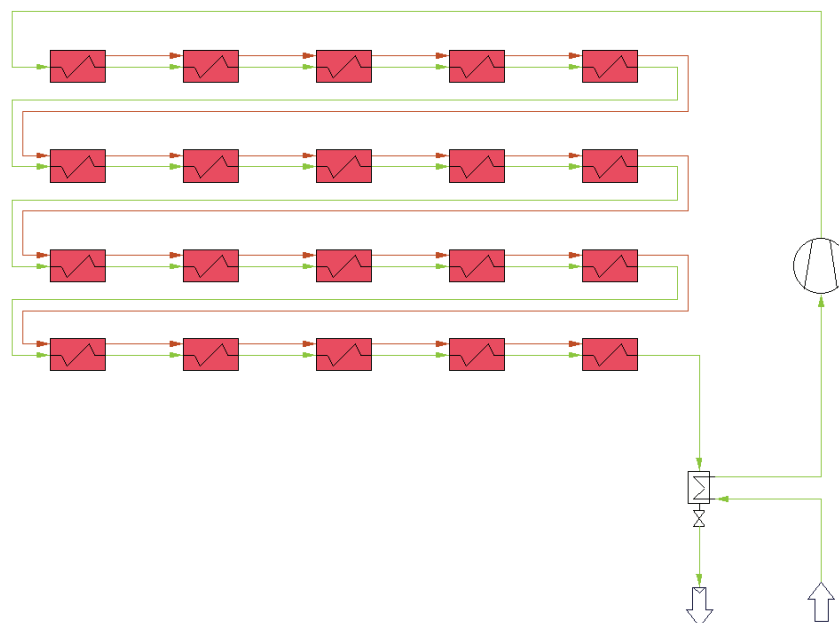


Abbildung 5.9: Hochdruckteil in IPSEpro

Es wurden der ins System eintretende Massenstrom, sowie die Enthalpie am Eintritt in den Kondensator vorgegeben. Abbildung 5.10 zeigt die zeitlichen Verläufe der Massenströme am Eintritt und am Austritt des Systems. Da im Kompressor und in der Kapillare keine Massenspeicherung erfolgt, entsprechen die dargestellten Massenströme auch denen am Kondensatorein- und -austritt. Die blaue Kurve wurde am Systemeintritt als Randbedingung vorgegeben. Sie ist an Messergebnisse aus [16] angelehnt. Die rote Kurve beschreibt den Massenstrom am Austritt und wird während der Simulation vom Kapillarmodell berechnet.

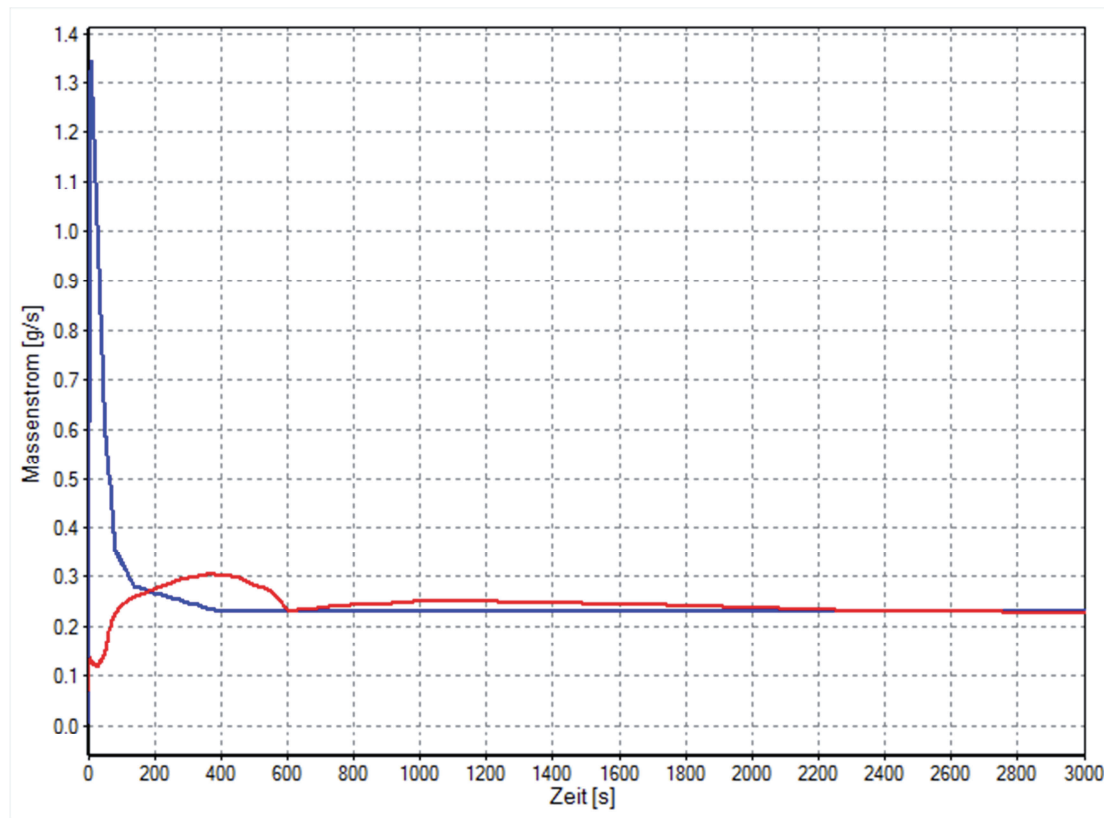


Abbildung 5.10: Massenstrom am Eintritt (blau) und am Austritt (rot) des Kondensators

Der reale Anfahrvorgang ist gekennzeichnet durch eine zunehmende Einlagerung von Kältemittelmasse in den Kondensator. Beim Einschalten des Kompressors steigt der Massenstrom am Kondensatoreintritt auf sehr große Werte an. Der Massenstrom am Austritt ist durch die Drosselwirkung der Kapillare deutlich geringer. Mit zunehmender Masse im Kondensator steigt der Druck, wodurch einerseits der Kompressor gegen ein höheres Druckniveau fördern muss und der eintretende Massenstrom absinkt. Andererseits bewirkt der höhere Druck ein Ansteigen des Massenstroms durch die Kapillare. Eintretender und austretender Massenstrom nähern sich einander an und es stellt sich schließlich ein stationärer Zustand ein, bei dem beide Massenströme gleiche Werte annehmen und ein konstanter Druck herrscht.

Wendet man diese Überlegungen auf den vom Kapillarmodell berechneten Massenstrom in Abbildung 5.10 an, so liegt die Vermutung nahe, dass vom semiempirischen Kapillarmodell zu hohe Massenströme am Austritt berechnet werden.

Abbildung 5.11 zeigt die ein- und austretenden Massenströme am Kondensator, wie sie in [16] für die Kondensatorsimulation verwendet wurden.

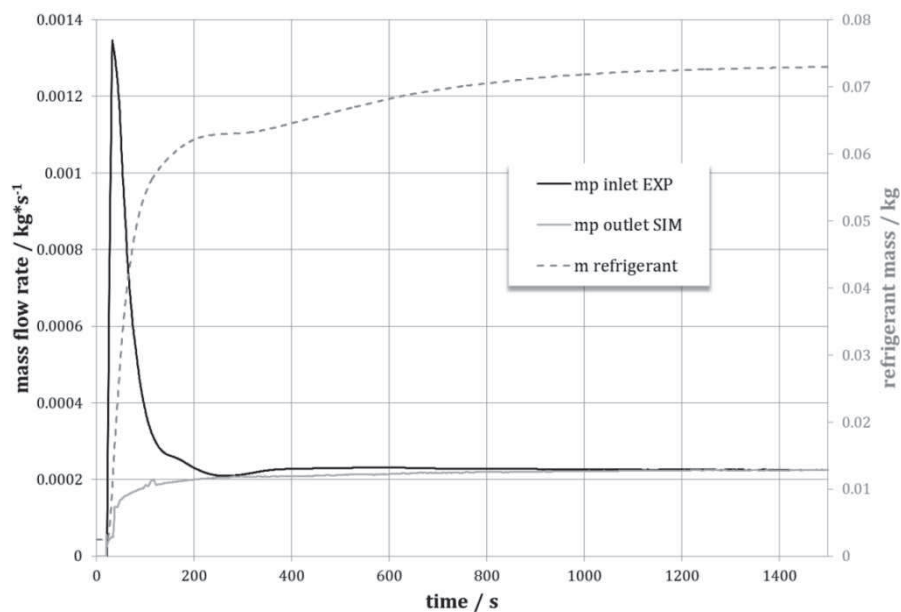


Abbildung 5.11: Ein- und austretende Massenströme am Kondensator und gespeicherte Masse [16]

Der Kapillarmassenstrom (Kurve *mp outlet SIM*) wurde in [16] für ähnliche Bedingungen mit einem aufwendigeren 1d-Kapillarmodell berechnet. Dieses war allerdings adiabat und wies keinen internen Wärmetauscher auf. Der von diesem 1d-Modell berechnete Verlauf beginnt bei deutlich niedrigeren Werten und nähert sich schließlich ohne Überschwingen dem Wert am Eintritt an, während der Massenstrom des semiempirischen Modells zu Beginn stark überschwingt und anschließend über längere Zeit über dem eintretenden Massenstrom liegt.

In der vorliegenden Simulation könnte bedingt durch das Kapillarmodell zuviel Kältemittel abgeführt werden. Dadurch sinkt die in den Zellen gespeicherte Masse mit der Zeit wieder, anstatt sich wie in Abbildung 5.11 einem Maximalwert zu nähern. Dies ist in Abbildung 5.12 ersichtlich, wo die in den Zellen gespeicherte Masse in unterschiedlichen Bereichen des Kondensators dargestellt ist.

Die rote Kurve in Abbildung 5.12 zeigt die gespeicherte Masse in der hintersten Zelle des Kondensators, also direkt vor der Kapillare. Ab etwa 400 s beginnt die eingespeicherte Masse durch erhöhten Abfluss wieder zu sinken. Dadurch sinkt die Dichte und das bereits flüssige Kältemittel beginnt wieder zu verdampfen, wie in

Abbildung 5.13 zu sehen ist. Die rote Kurve zeigt hier den Dampfgehalt in der hintersten Zelle. Anstatt den Kondensator unterkühlt bzw. nahe an der Phasengrenze zum flüssigen Zustand zu verlassen, liegt das Kältemittel am Austritt des Kondensators deutlich im zweiphasigen Gebiet.

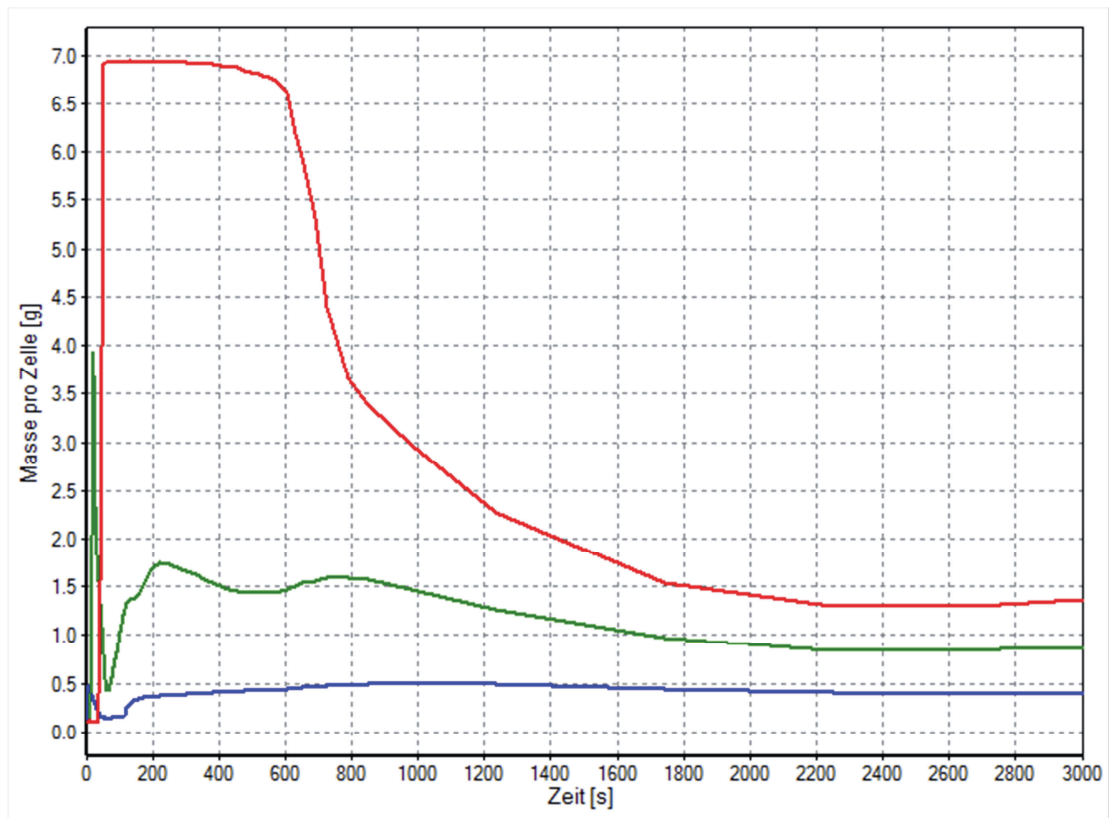


Abbildung 5.12: Masse in den Kondensatorzellen, Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

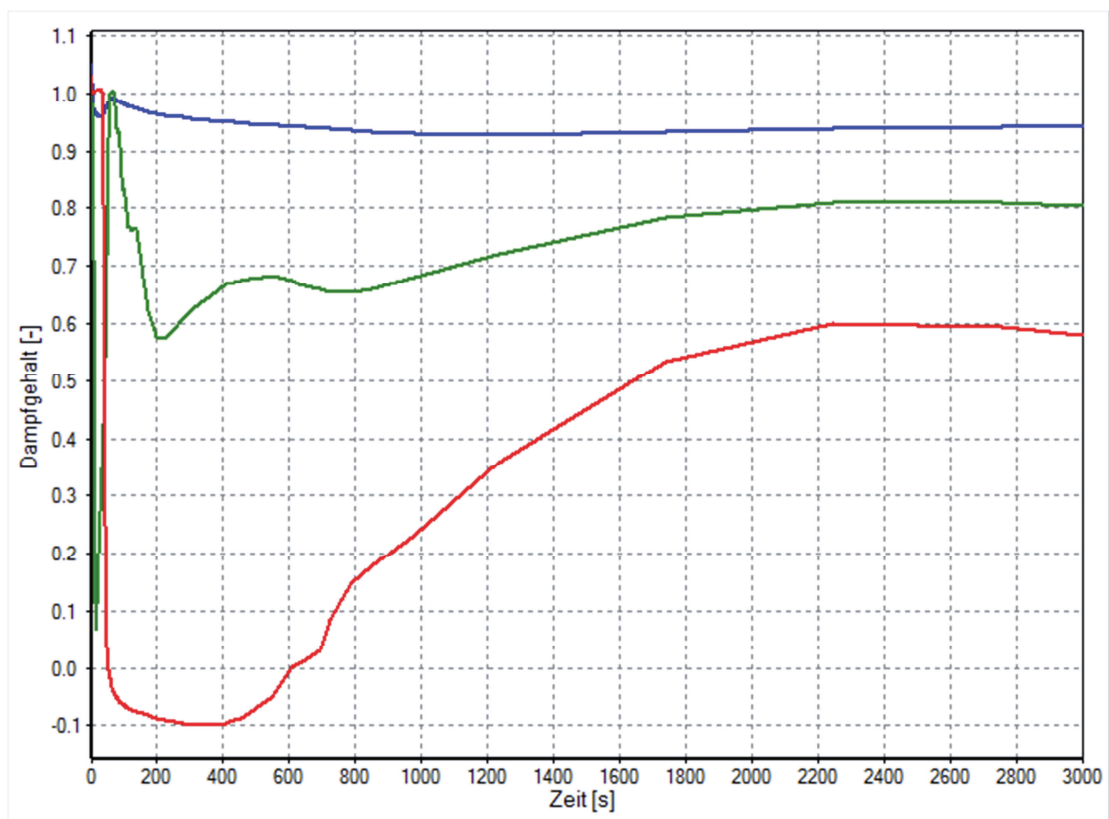


Abbildung 5.13: Dampfgehalt im Kondensator; Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

Die Schwankung der gespeicherten Masse und des Dampfgehalts zu Beginn kann dadurch erklärt werden, dass sich der Peak im Massenstrom am Eintritt von Zelle zu Zelle zeitverzögert fortpflanzt. Die Masse in den Zellen in den ersten 400 s der Berechnung ist in Abbildung 5.14 nochmals dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit ist nur jede zweite Zelle abgebildet. Das Farbspektrum von Blau zu Rot entspricht hier wieder der Lage der jeweiligen Zelle vom Eintritt (blau) zum Austritt (rot).

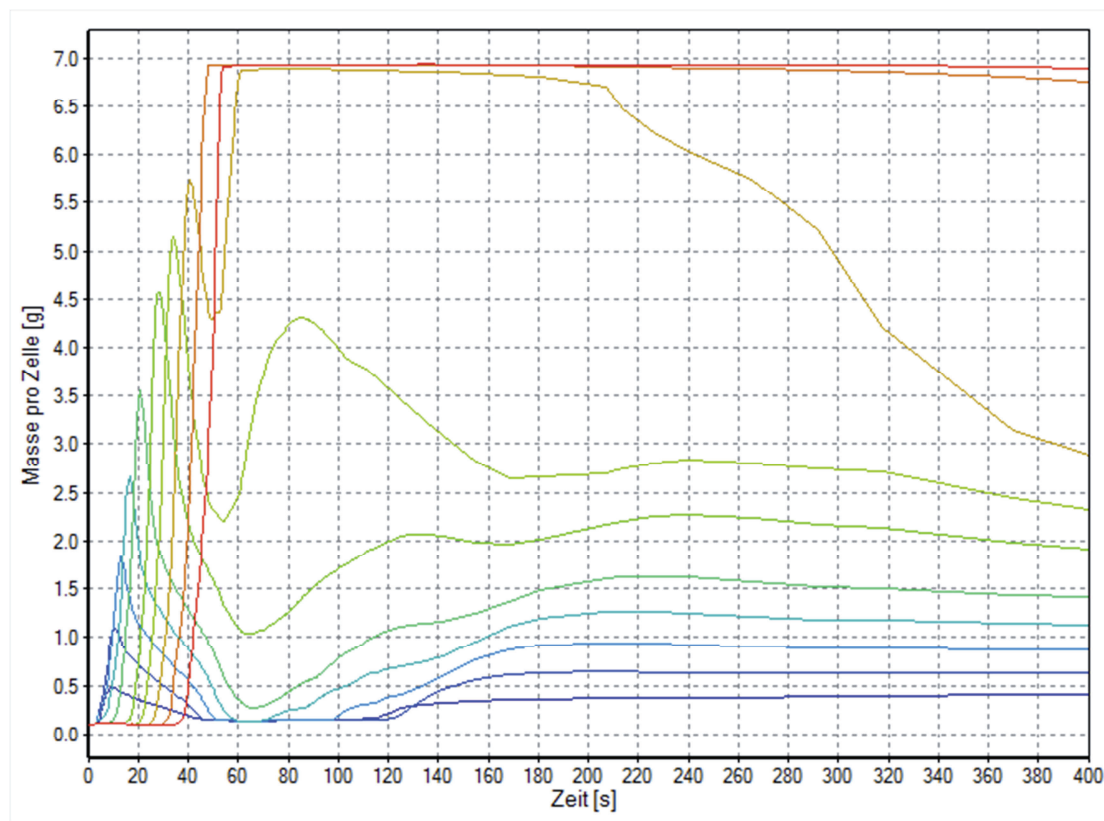


Abbildung 5.14: Masse in den Kondensatorzellen

Erreicht der durch die Randbedingung am Eintritt erzeugte Massenstrompeak eine Zelle, so steigt die Masse darin innerhalb kurzer Zeit stark an. Leicht zeitverzögert reagiert der Massenstrom am Austritt der Zelle mit einem Peak und die in der Zelle gespeicherte Masse sinkt wieder ab. Für näher am Austritt des Kondensators gelegene Zellen addiert sich der Effekt der stromaufwärts liegenden Zellen, wodurch die Größe der Schwankungen der Masse zur Mitte des Kondensators hin zunimmt. Für Zellen im austrittsnahen Bereich ist zu beobachten, dass der Abfall der gespeicherten Masse weniger stark ausfällt. Hier wird zunehmend der Einfluss des Kapillarmodells bemerkbar, welches nur kleine Massenströme

zulässt. Daher ist am Verlauf der Masse in der letzten Zelle vor der Kapillare (rote Kurve in Abbildung 5.14) kein unmittelbar folgender Abfall der Masse mehr zu beobachten und die durch den Massenstrompeak am Eintritt zugeflossene Masse verbleibt in der Zelle.

Der Druck und die Rohrtemperatur in unterschiedlichen Bereichen des Kondensators sind in Abbildung 5.15 bzw. Abbildung 5.16 dargestellt. Im Zweiphasigen folgt die Rohrtemperatur sehr genau dem Verlauf des Drucks. Dieser bestimmt im Zweiphasenbereich die Temperatur des Kältemittels im Rohr und durch die hohen Wärmeübergangszahlen bei der Kondensation ist die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Rohrwand nur sehr gering. Im Bereich von 50 bis ca. 700 s ist das Kältemittel im hinteren Bereich des Kondensators flüssig (rote Kurve in Abbildung 5.16). Druck und Temperatur sind hier nicht direkt gekoppelt, zusätzlich ist die Wärmeübergangszahl niedriger. Daraus erklärt sich der vom Verlauf des Drucks abweichende Verlauf der Rohrtemperatur.

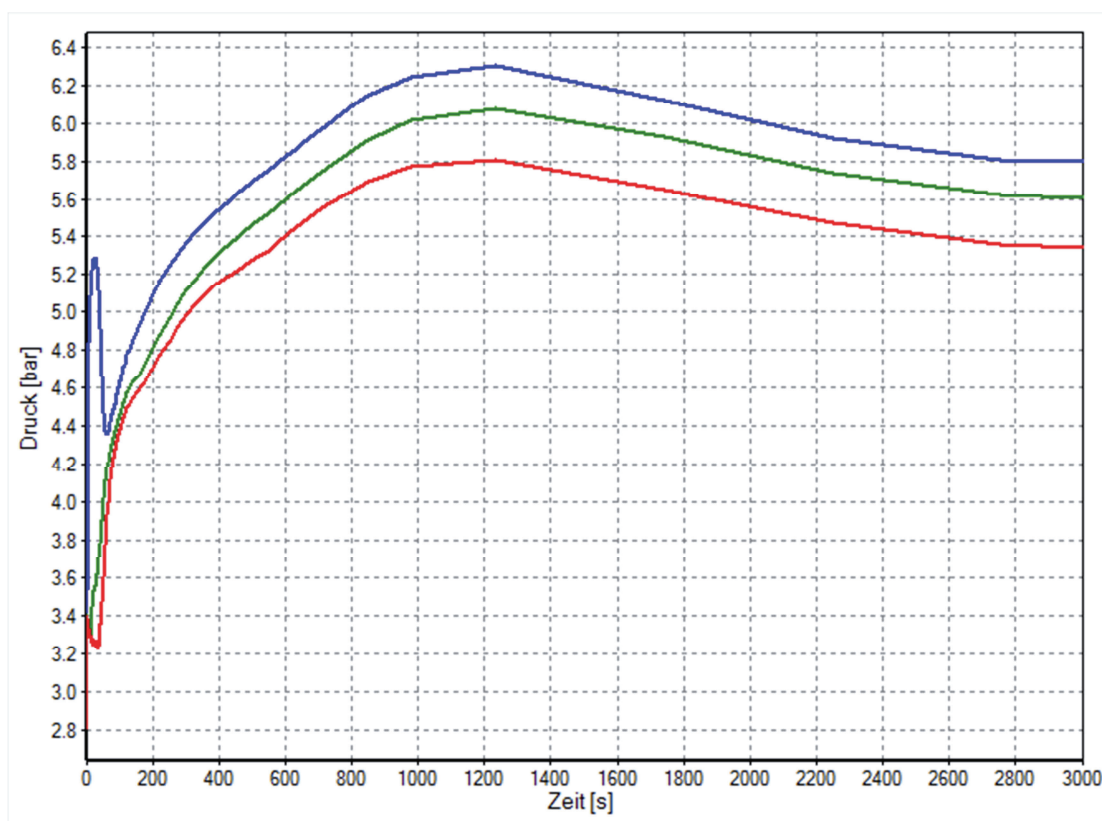


Abbildung 5.15: Druck im Kondensator am Eintritt (blau), in der Mitte (grün), am Austritt (rot)

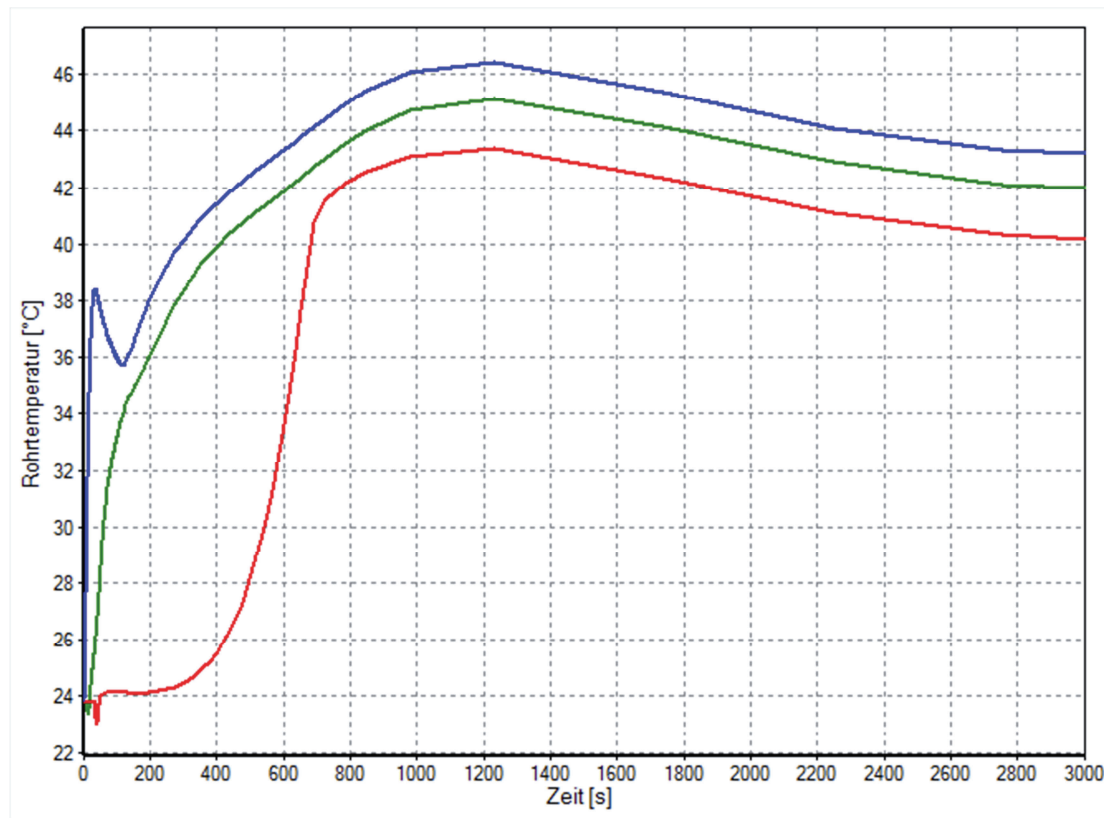


Abbildung 5.16: Rohrtemperatur; Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

Die Schwankung des Drucks am Eintritt zu Beginn (blaue Kurve in Abbildung 5.15) könnte darauf zurückzuführen sein, dass zu diesem Zeitpunkt das Kältemittel im vorderen Bereich des Kondensators zweiphasig ist (siehe Abbildung 5.13). Im Zweiphasigen erreicht der Druckverlust deutlich höhere Werte als bei reiner Gasströmung. Aus diesem Grund muss am Eintritt ein höherer Druck anliegen, um den durch die Randbedingung vorgegebenen Massenstrom zu erreichen. Generell erscheinen die berechneten Werte für den Druckverlust bei Zweiphasenströmung sehr hoch. Sowohl die Simulation als auch die Messergebnisse in [16] zeigen hier deutlich niedrigere Werte. Das implementierte Druckverlustmodell sollte daher nochmal kritisch überprüft werden.

In Abbildung 5.17 sind die Ergebnisse für den Druck am Eintritt und am Austritt des Kondensators aus Simulation und Messung aus [16] abgebildet. Dabei wurde der Anfahrvorgang bei einem Kondensator mit ähnlichen Randbedingungen wie in obiger Berechnung simuliert und vermessen. Das Kapillarrohr wies dabei dieselbe Geometrie wie in der vorliegenden Berechnung auf ($D_m 0,7 \times 7000 \text{ mm}$), war allerdings ohne internen Wärmetauscher ausgeführt.

Neben dem bereits erwähnten deutlich niedrigeren Druckverlust fällt im Vergleich zum Druckverlauf in Abbildung 5.15 auf, dass sich der Druck monoton steigend seinem Maximalwert im stationären Zustand nähert. Dieser Unterschied könnte am Verhalten des semiempirischen Kapillarmodells liegen. Da dieses wie zuvor erwähnt vergleichsweise hohe Massenströme am Austritt liefert, sinkt die gespeicherte Masse wieder, anstatt wie in [16] einen konstanten Maximalwert zu erreichen. Dadurch sinken auch die Dichte und Druck im Kondensator wieder ab.

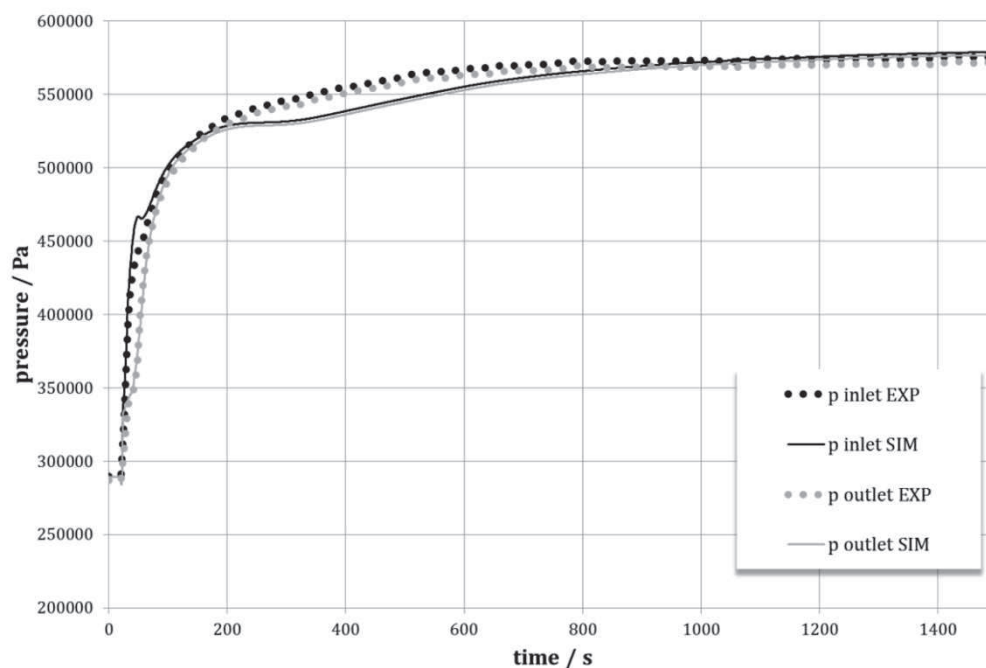


Abbildung 5.17: Druck am Eintritt und am Austritt des Kondensators in Simulation und Experiment aus [16]

Zum weiteren Vergleich wurde eine Simulation durchgeführt, bei der anstelle des semiempirischen Kapillarmodells am Austritt des Kondensators eine Randbedingung für den Massenstrom gesetzt wurde, die dem Austrittsmassenstrom aus [16] entspricht. Die Ergebnisse dieser Berechnung werden im anschließenden Abschnitt präsentiert.

5.3 SIMULATION DES KONDENSATORS

Im diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse einer weiteren Simulation des Kondensators präsentiert. Hierbei wurden jedoch Kompressor und Kapillare weggelassen. Der Kondensator weist dieselbe Geometrie wie in Abschnitt 5.2 beschrieben auf. Auch die Randbedingungen, Enthalpie und Massenstromverlauf am Eintritt, wurden beibehalten.

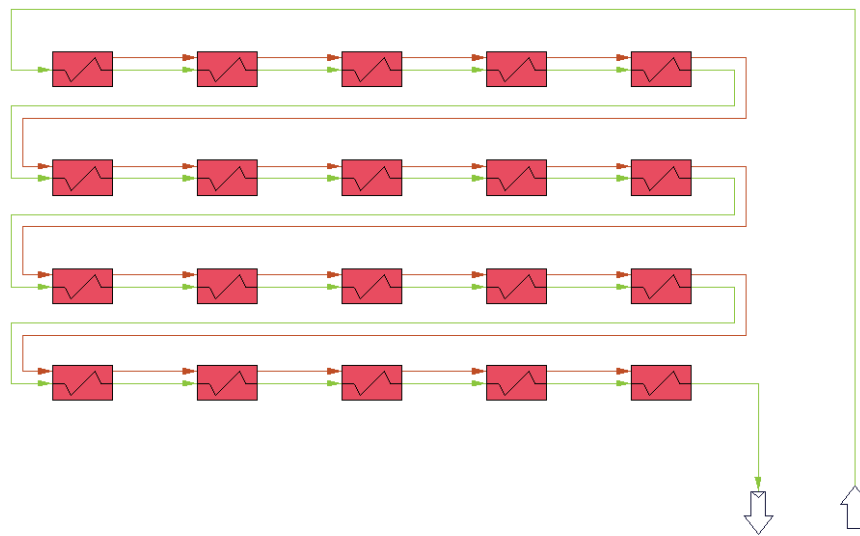


Abbildung 5.18: Prozessmodell der Kondensatorsimulation

Am Austritt wurde jedoch die Kapillare durch eine Randbedingung für den abfließenden Massenstrom ersetzt. Diese ist an die in [16] verwendete Randbedingung angelehnt und weist dementsprechend kein Überschwingen über den eintretenden Massenstrom auf, sondern nähert sich streng monoton steigend ihrem Maximalwert im stationären Zustand (rote Kurve in Abbildung 5.19). Die blaue Kurve entspricht dem Massenstrom am Eintritt, dieser wurde wie erwähnt beibehalten.

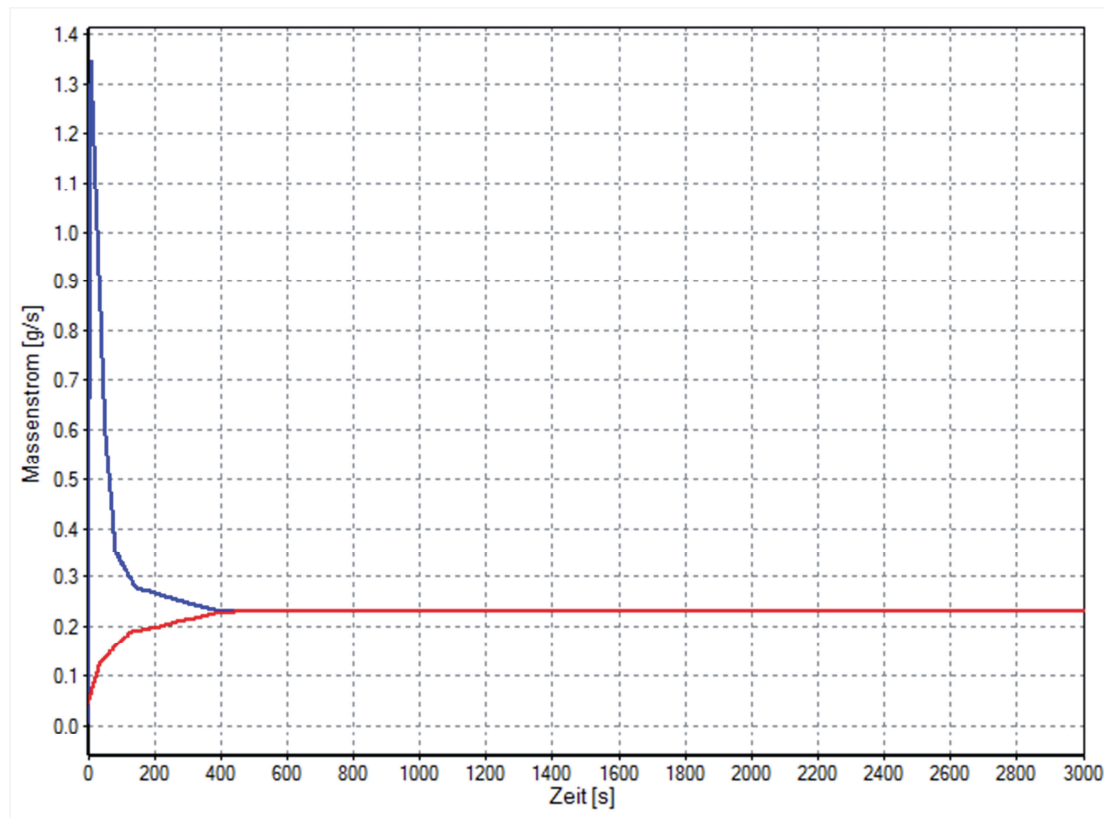


Abbildung 5.19: Massenströme am Kondensator, Eintritt (blau), Austritt (rot)

In Abbildung 5.20 ist die in den Zellen gespeichert Masse in unterschiedlichen Bereichen des Kondensators dargestellt. Im Vergleich zur Simulation mit semiempirischem Kapillarmodell wird nach den bereits beschriebenen anfänglichen Schwankungen sehr früh ein annähernd konstanter Wert erreicht.

Dies zeigt sich auch im Dampfgehalt in Abbildung 5.21. Die rote Kurve beschreibt den zeitlichen Verlauf des Dampfgehalts des Kältemittels am Kondensatoraustritt. Hier wird rasch der flüssige Zustand erreicht und über den weiteren Simulationszeitraum tritt das Kältemittel flüssig aus dem Kondensator aus. Auch in den übrigen Zellen stellt sich früh ein annähernd konstanter Dampfgehalt ein, der mit der Lage der Zelle im Kondensator korrespondiert. Zellen im Bereich des Eintritts weisen einen hohen Dampfgehalt auf, da das Kältemittel dem Kondensator gasförmig zugeführt wird. Durch die Wärmeabfuhr an die Umgebung entlang des Kondensators nimmt der Dampfgehalt in Strömungsrichtung ab, bis schließlich der Phasenübergang zum Flüssigen erfolgt.

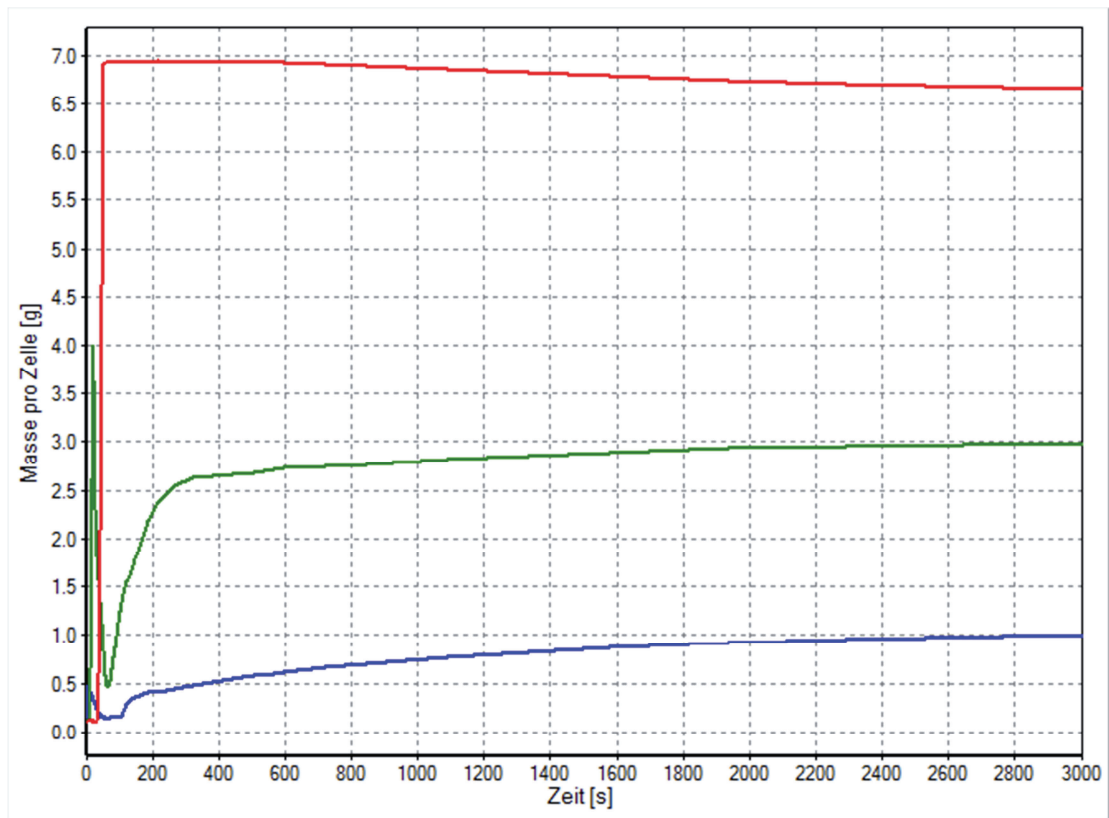


Abbildung 5.20: Masse in den Kondensatorzellen, Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

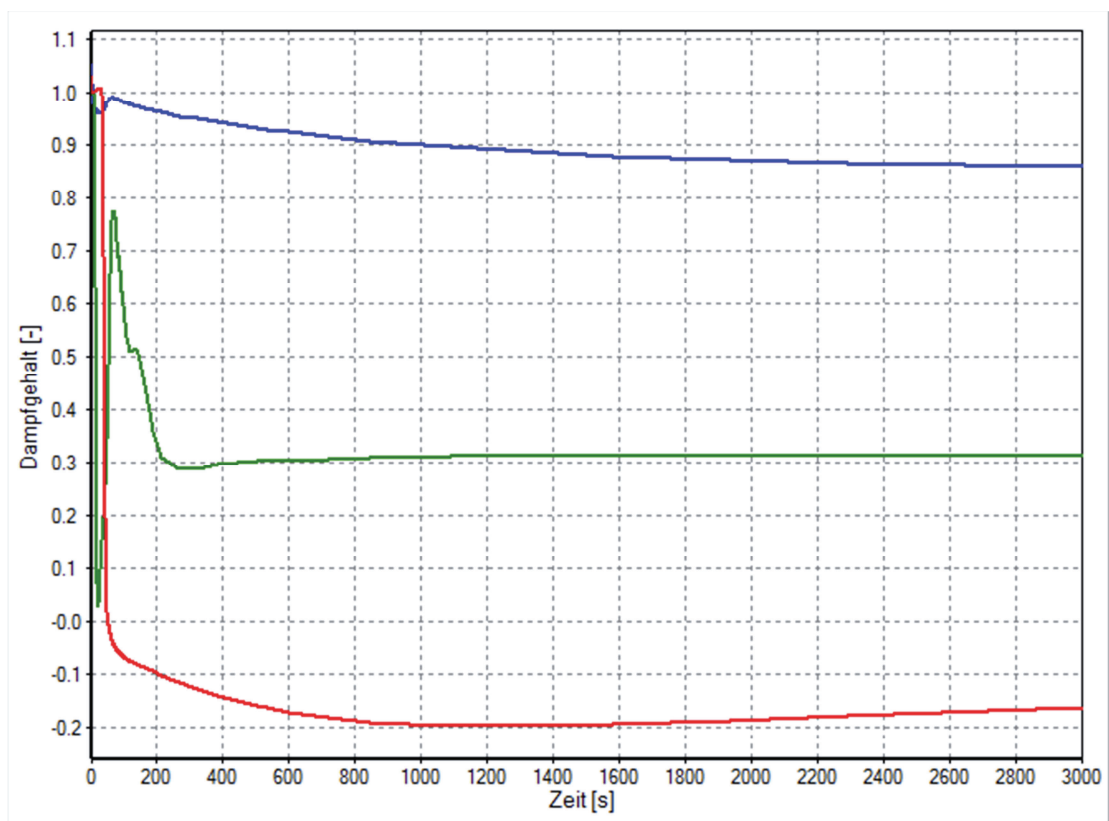


Abbildung 5.21: Dampfgehalt im Kondensator, Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

In Abbildung 5.22 ist der Druck in unterschiedlichen Bereichen des Kondensators dargestellt. Der Verlauf stimmt in dieser Simulation deutlich besser mit den Ergebnissen aus [16] überein, als bei Verwendung des semiempirischen Kapillarmodells. Allerdings werden zum Ende hin höhere Drücke erreicht. Dies könnte daran liegen, dass die im Kondensator gespeicherte Masse großen Einfluss auf den Druck ausübt. Die als Randbedingungen vorgegebenen Massenströme am Eintritt und am Austritt des Kondensators wurden nicht als exakte Datenreihen vorgegeben, sondern als Polygonzug mit einigen wenigen Stützstellen, wie in Abbildung 5.19 zu erkennen ist. Über den langen Simulationszeitraum von 3000 s können geringfügige Abweichungen im Massenstrom bereits einige Gramm Differenz in der gespeicherten Masse und damit größere Unterschiede im Druck bedeuten.

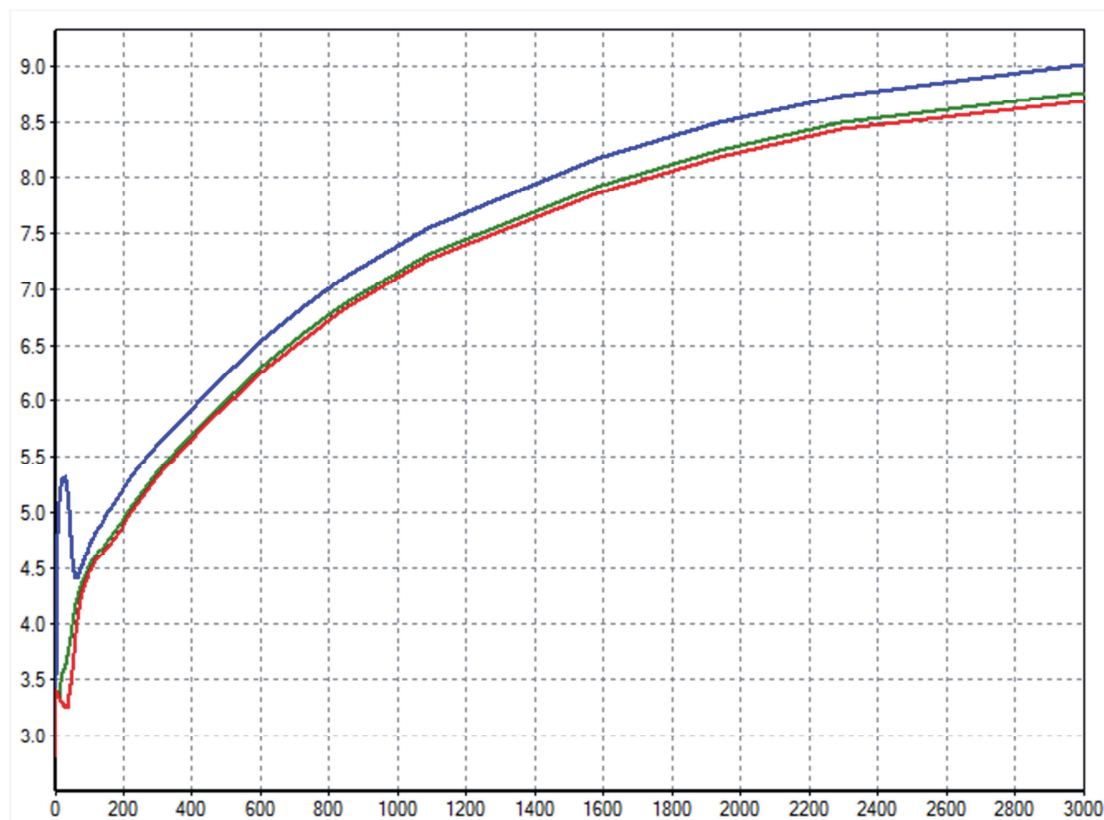


Abbildung 5.22: Druck im Kondensator; Eintritt (blau), Mitte (grün), Austritt (rot)

In Abbildung 5.23 sind die Kältemittel- und die Rohrtemperatur an drei Stellen des Kondensators aufgetragen. Am Eintritt (blaue Kurven) und in der Mitte des Kondensators (grüne Kurven) ist das Kältemittel über den gesamten Zeitraum zweiphasig. Temperatur und Druck sind hier direkt miteinander verknüpft und der Verlauf des Drucks aus Abbildung 5.22

ist im Verlauf der Gastemperatur wiederzufinden. Infolge der hohen Wärmeübergangszahl bei der Kondensation (ca. $2000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) liegt die Rohrtemperatur hier sehr nah an der Kältemitteltemperatur.

Durch die, in 5.2 bereits diskutierte, Druckschwankung am Eintritt zu Beginn sinkt die Gastemperatur kurzzeitig unter die Temperatur des Rohres und die Fähigkeit des Rohres zur Wärmespeicherung macht sich bemerkbar. Für kurze Zeit fließt hier Wärme von der Rohrwand zurück in das Kältemittel, bevor durch erneuten Anstieg des Drucks die Gastemperatur wieder über die Rohrtemperatur steigt und das Rohr vom Kältemittel weiter aufgeheizt wird.

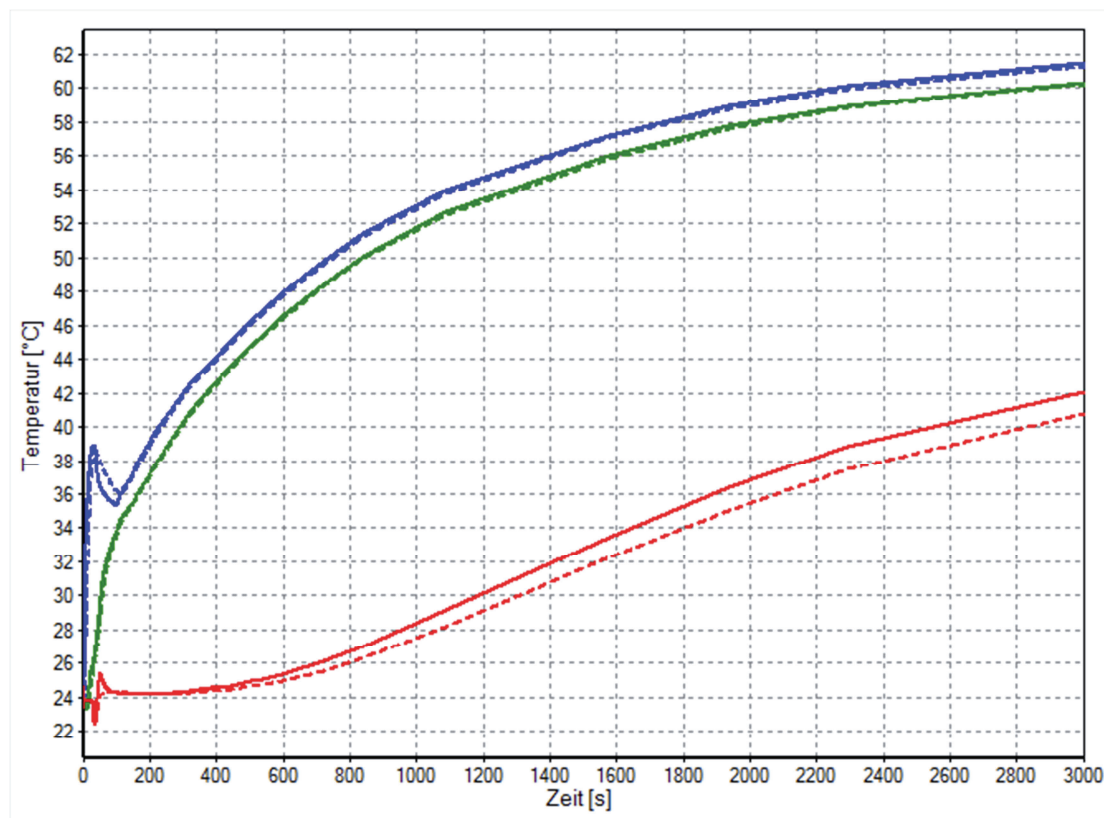


Abbildung 5.23: Gastemperatur (durchgezogen) und Rohrtemperatur (strichliert) am Eintritt (blau), in der Mitte (grün) und am Ende (rot) des Kondensators

Am Austritt (rote Kurve) ist das Kältemittel schon nach kurzer Zeit flüssig. Die Kältemitteltemperatur verläuft damit unabhängig vom Druck. Durch die niedrigere Wärmeübergangszahl bei der reinen Flüssigkeitsströmung (ca. $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) stellt sich eine größere Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Kältemittel ein.

5.4 DISKUSSION DER ERGEBNISSE

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Ergebnisse der Simulation und Erfahrungen, die während ihrer Erstellung gewonnen wurden, kurz zusammengefasst.

Bei der Simulation des Gesamtkreislaufs in Abschnitt 5.1 zeigte sich, dass ohne Berücksichtigung der Löslichkeit des Kältemittels im Kompressoröl die im Kreislauf zirkulierende Kältemittelmasse zu gering ist. Dies kann folgendermaßen erklärt werden:

Die Anfangsbedingungen für die Masse in den Kondensator- und Verdampferzellen zu Beginn der Simulation entsprechen denen des realen Kälteprozesses und ergeben sich aus den Stoffdaten. Während jedoch in der Simulation die Kältemittelmasse über den Simulationszeitraum konstant bleibt, wird dem Kreislauf im realen Prozess allmählich Kältemittel aus dem Kompressoröl zugeführt. Dadurch ist die Masse in der Simulation im Vergleich zum realen Prozess mit der Zeit zu gering und die erreichten Kältemittelzustände stimmen nicht mit der Realität überein, wie in der Simulation in Abschnitt 5.1. Wird andererseits für die Simulation eine entsprechend höhere Anfangsmasse in den Zellen vorgegeben, können die thermodynamischen Anfangszustände des Kältemittels nicht eingehalten werden und der Anfahrvorgang verläuft ebenfalls vom realen Prozess verschieden. Eine Möglichkeit, den Vorgang der Entlösung des Kältemittels zu modellieren, wäre ein Reservoir, welches dem Kreislauf druckabhängig Kältemittel zuführt.

Im Zuge der Simulation des Hochdruckteils unter Verwendung realitätsnaher Eintrittsrandbedingungen erwies sich das verwendete semiempirische Kapillarmodell als ungeeignet, da die berechneten Werte für den Massenstrom zu hoch ausfielen. Da dieses für stationäre Berechnungen gute Ergebnisse liefert, ist anzunehmen, dass dynamische Effekte wesentlichen Einfluss auf das Verhalten der Kapillare haben. Die ECO-COOL-Forschungsgruppe des IVT verwendet zur Beschreibung der Kapillare in der Simulation ein neuronales Netzwerk, welches mit Daten eines validierten 1d-Kapillarmodells trainiert wurde. Dieses wird in [26] behandelt. Eine solche Vorgangsweise wäre auch für die Simulation in IPSEpro eine Möglichkeit, die Genauigkeit des Kapillarmodells zu verbessern.

Bei der Durchführung der obigen Simulationen erwies sich das schlechte Konvergenzverhalten der Modelle als große Herausforderung. Gründe dafür sind die vielen

nicht-linearen Gleichungen in den Wärmeübergangs- und Druckverlustmodellen, die Fallunterscheidungen für unterschiedliche Strömungsformen, Unstetigkeitsstellen bei Phasenübergängen, usw. IPSEpro erlaubt das Setzen von Schätzwerten für Variablen. Gute Schätzwerte sind aufgrund der genannten Gründe für die Konvergenz der Lösung unumgänglich. Bereits Abweichungen im Prozentbereich vom tatsächlichen Wert der Variablen können zu großen Konvergenzproblemen führen.

Es zeigte sich, dass aufgrund der relativ niedrigen Massenstromdichten in den Wärmetauschern hauptsächlich die Flowpatterns Stratified und Stratified-Wavy Flow auftreten. Auf die Implementierung der Beziehungen für Mist Flow könnte daher verzichtet werden.

Einen wichtigen Ansatzpunkt zur Erhöhung der Genauigkeit stellt der Wärmeübergang an die Umgebung an der Außenseite der Wärmetauscherrohre dar. Während die Wärmeübergangszahl bei Zweiphasenströmung im Inneren des Rohres in der Größenordnung von $10^3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und höher liegt, ist sie außen meist kleiner als $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Die deutlich kleinere Wärmeübergangszahl außen und damit ihre Genauigkeit ist somit bestimmend für den Wärmedurchgang.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In der vorliegenden Arbeit wurde die Modellierung von Kühlkreisläufen für die numerische Simulation behandelt. Der Fokus lag dabei vor allem auf dem dynamischen Verhalten bei Anfahrvorgängen. Es wurden die einzelnen Komponenten des Kompressionskältekreislaufs analysiert und Modelle zur Beschreibung ihres Betriebsverhaltens entwickelt. Diese Modelle wurden anschließend in die Prozesssimulationsumgebung IPSEpro implementiert und deren Verhalten untersucht.

Als Hauptproblem erwies sich dabei das schlechte Konvergenzverhalten des Gesamtmodells. Die für die Modellierung der Wärmetauscher verwendeten Wärmeübertragungs- und Druckverlustmodelle wurden in erster Linie für die Auslegung von Verdampfern und Kondensatoren und nicht für deren numerische Simulation entwickelt. Dementsprechend gibt es viele Unstetigkeitsstellen in den Modellbeziehungen, vor allem an Übergängen zwischen den Flowpatterns. Auch der thermodynamische Kreisprozess selbst führt zu numerischen Problemen. In diesem wird das Zweiphasengebiet eines realen Gases genutzt und beide Phasengrenzen mehrmals überschritten. Im Zweiphasengebiet haben viele Stoffwerte horizontale Tangenten oder sind nicht definiert. An den Phasengrenzen sind die Ableitungen von Stoffwerten nicht definiert. An all diesen Stellen kann die Lösung der Modellgleichungen mit dem Newton-Verfahren versagen.

Im Zuge der Arbeit stellte sich das verwendete Kapillarmodell als ungeeignet für die dynamische Simulation heraus, da die vorhergesagten Massenströme zu hoch waren. Auch zeigte sich, dass für die geschlossene Kreislaufsimulation die Löslichkeit des Kältemittels im Öl des Kompressors modelliert werden muss.

Wie eingangs erwähnt, stellt diese Arbeit einen kleinen Beitrag zum laufenden ECO-COOL-Forschungsprojekt dar, in dessen Rahmen weiter an der dynamischen Simulation von Kühlkreisläufen gearbeitet wird. Ansatzpunkte für eine Verbesserung des Gesamtmodells stellen z.B. das dynamische Kapillar- und das Kompressormodell dar. Das semiempirische Kapillarmodell wird in weiterer Folge durch ein neuronales Netzwerk, wie in [26] beschrieben, ersetzt werden. Das Kompressormodell ließe sich durch Modellierung des

Gehäuses in Form eines Speichers und Überträgers von Wärme von der Druck- auf die Saugseite weiter verfeinern.

Abschließend kann gesagt werden, dass die numerische Kreislaufsimulation ein äußerst nützliches Werkzeug zur Untersuchung von dynamischen Kühlkreisläufen sein kann, das allerdings noch weitere Forschung benötigt, um es auch für den industriellen Einsatz verwendbar zu machen.

7 ANHANG

7.1 INPUTPARAMETER TESTSZENARIO (ABSCHNITT 4.3.3)

Geometrie

Kondensatorlänge	4 m
Innendurchmesser	4 mm
Außendurchmesser	6 mm

Rohrmaterial Cu

Dichte	8960 kg/m ³
Spez. Wärmekapazität	0,358 kJ/(kgK)
Wärmeleitfähigkeit	400 W/(mK)
Emissionsfaktor	0,88

Diskretisierung

- 4 Zellen x 1 m
- 10 Zellen x 0,4 m
- 20 Zellen x 0,2 m
- 40 Zellen x 0,1 m

Randbedingungen

Eintrittsenthalpie	599,01 kJ/(kgK)
Massenstromrampe am Eintritt und Austritt	

Konstante Umgebungstemperatur 20°C
Stoffwerte von Luft bei 20°C aus [25]

Anfangsbedingungen

Dichte	7,5053 kg/m ³
Innere Energie	547,74 kJ/(kgK)
Rohrtemperatur	22,5°C

7.2 INPUTPARAMETER GESAMTKREISLAUF (ABSCHNITT 5.1)

Geometrie Verdampfer / Kondensator

Rohrlänge	12 m
Innendurchmesser	4 mm
Außendurchmesser	6 mm

Geometrie Kapillare

Kapillarlänge	4 m
Wärmetauscherlänge	2,2 m
Adiabate Einlaufänge	0,6 m
Kapillardurchmesser	0,553 mm
Saugrohrdurchmesser	6,3 mm

Modellparameter Kompressor

$V_h = 8,1 \text{ cm}^3$; $C = 0,2$; $dp = 0,1$; $d = 0,5$; $e = 0,3$; $f = 0,1$;

Sich ergebendes Kennfeld für volumetrischen Wirkungsgrad nach [22] mit Isentropenexponent $\kappa = 1,2$:

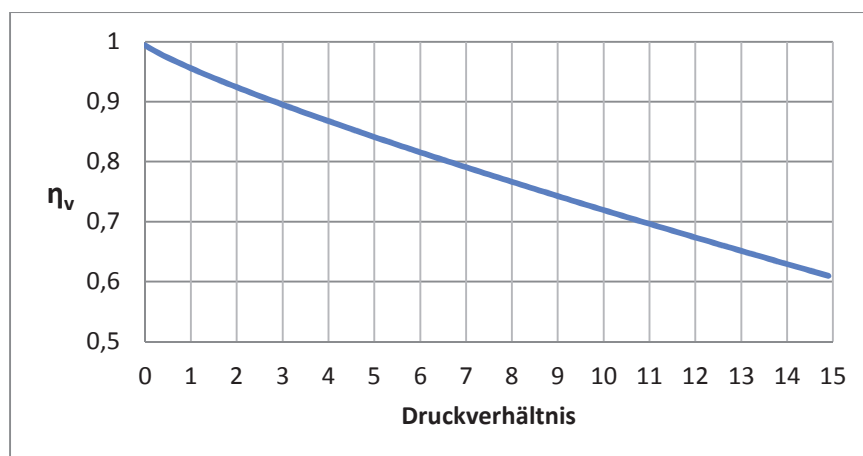


Abbildung 7.1: Volumetrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses für gewählte Jähmig-Parameter

Rohrmaterial Cu

Dichte 8960 kg/m^3

Spez. Wärmekapazität $0,358 \text{ kJ/(kgK)}$

Wärmeleitfähigkeit 400 W/(mK)

Emissionsfaktor $0,88$

Diskretisierung 12 Zellen mit je 1m Länge

Randbedingungen

Druckrampe am Kondensatoreintritt

Konstante Umgebungstemperatur 23°C

Stoffwerte von Luft bei 23°C aus [25]

Anfangsbedingungen

Kondensator		Verdampfer	
Dichte	8,5907 kg/m ³	Dichte	9,2909 kg/m ³
Innere Energie	588,72 kJ/(kgK)	Innere Energie	571,44 kJ/(kgK)
Rohrtemperatur	49 °C	Rohrtemperatur	39 °C

Compartmenttemperatur 38°C

7.3 INPUTPARAMETER HOCHDRUCKTEIL (ABSCHNITT 5.2)**Geometrie Kondensator**

Rohrlänge	20 m
Innendurchmesser	4 mm
Außendurchmesser	6 mm

Geometrie Kapillare

Kapillarlänge	7 m
Wärmetauscherlänge	3 m
Adiabate Einlauflänge	0,2 m
Kapillardurchmesser	0,7 mm
Saugrohrdurchmesser	4,6 mm

Modellparameter Kompressor

$V_h = 5,5 \text{ cm}^3$; $C = 0,2$; $dp = 0,1$; $d = 0,5$; $e = 0,3$; $f = 0,1$;

Kennfeld siehe 7.2

Rohrmaterial Cu

Dichte	8960 kg/m ³
Spez. Wärmekapazität	0,358 kJ/(kgK)
Wärmeleitfähigkeit	400 W/(mK)
Emissionsfaktor	0,88

Diskretisierung 20 Zellen mit je 1 m Länge

Randbedingungen

Massenstromverlauf am Eintritt (experimentell aus [16])

Verdampferdruckniveau 0,7 bar

Eintrittsenthalpie Kondensator 595 kJ/(kgK)

Konstante Umgebungstemperatur 23,8°C

Stoffwerte von Luft bei 23,8°C aus [25]

Anfangsbedingungen

Dichte 7,198 kg/m³

Innere Energie 549,01 kJ/(kgK)

Rohrtemperatur 23,8 °C

7.4 INPUTPARAMETER KONDENSATOR (ABSCHNITT 5.3)

Geometrie Kondensator

Rohrlänge 20 m

Innendurchmesser 4 mm

Außendurchmesser 6 mm

Geometrie Kapillare

Kapillarlänge 7 m

Wärmetauscherlänge 3 m

Adiabate Einlauflänge 0,2 m

Kapillardurchmesser 0,7 mm

Saugrohrdurchmesser 4,6 mm

Rohrmaterial Cu

Dichte 8960 kg/m³

Spez. Wärmekapazität 0,358 kJ/(kgK)

Wärmeleitfähigkeit 400 W/(mK)

Emissionsfaktor 0,88

Diskretisierung 20 Zellen mit je 1 m Länge

Randbedingungen

Massenstromverlauf am Eintritt (experimentell aus [16])

Verdampferdruckniveau 0,7 bar

Eintrittsenthalpie Kondensator 595 kJ/(kgK)

Konstante Umgebungstemperatur 23,8°C

Stoffwerte von Luft bei 23,8°C aus [25]

Anfangsbedingungen

Dichte 7,198 kg/m³

Innere Energie 549,01 kJ/(kgK)

Rohrtemperatur 23,8 °C

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] **Coulomb, D.** Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment. *Trends in Food Science and Technology*. 19(2008), 413-417.
- [2] **Hermes, C.J.L, Melo, C.** A first-principles simulation model for start-up and cycling transients of household refrigerators. *International Journal of Refrigeration*. 31 (2008), 1341-1357.
- [3] **Belman-Flores, J.M. Barroso-Maldonado J.M., Rodríguez-Munoz, A.P., Camacho-Vázquez, G.** Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 51 (2015), 955-968.
- [4] **Eichlseder, H.** Vorlesungsskriptum Thermodynamik. *Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Abteilung Brennverfahren, Technische Universität Graz*.
- [5] **Service-Info, Eurocool Consult.** <http://www.eurocool-consult.com/>. [Online] http://www.eurocool-consult.com/index.php?option=com_docman&task=doc_view&gid=799&Itemid=64.
- [6] **Melo, C., Torquato Vieira, L.A. und Horn Pereira, A.** Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002). 1661–1672.
- [7] **Baehr, H. und Stephan, K.** *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin : Springer-Verlag, 2013. ISBN 978-3-642-36557-7.
- [8] **Thome, J.R., El Hajal, J., Cavallini, A.** Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 46 (2003), 3365-3387.
- [9] **Epple, B, et al.** *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. Wien : Springer, 2012. ISBN 978-3-7091-1181-9.
- [10] **El Hajal, J., Thome, J.R., Cavallini, A.** Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 46 (2003), 3349-3363.
- [11] **Wojtan, L., Ursenbacher T., Thome, J.R.** Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 48 (2005), 2955-2969.

- [12] **Posch, S.** *Modellierung eines Kühlschrankkondensators im instationären Betrieb, Masterarbeit.* s.l. : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2013.
- [13] **Bansal, P.K. und Chin, T.C.** Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser. *International Journal of Refrigeration.* 26 (2003), 601–613.
- [14] *www.bestarinc.com.* [Online] Jinan Bestar Inc. [Zitat vom: 5. Mai 2015.] <http://www.bestarinc.com/cpshow.asp?id=123>.
- [15] **Verein Deutscher Ingenieure.** *VDI Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.* Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2002.
- [16] **Berger, E., Heibel, M., Posch S., Almbauer R., Eichinger, M.** Transient 1D heat exchanger model for the simulation of domestic cooling cycles working with R600a. *Proceedings 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2014.* Paper ID:2294.
- [17] **Quibén, J.M., Thome, J.R.** Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model. *International Journal of Heat and Fluid Flow.* 28 (2007), 1060–1072.
- [18] **Quibén, J.M. et al.** Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study. *International Journal of Heat and Fluid Flow.* 2007, 28.
- [19] **Berger, E., Heibel M., Posch, S., Almbauer, R., Eichinger, M.** Transientes Wärmeübertragermodell für Kreislaufsimulationen. *Proceedings DKV-Tagung Düsseldorf 2014.*
- [20] **Wojtan, L., Ursenbacher T., Thome, J.R.** Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 48 (2005), 2970-2985.
- [21] **Posch, S., Berger, E., Heibel, M., Almbauer, R., Stupnik, A.** Comparison and Validation of Semi-empirical Compressor Models for Cycle Simulation Application. *22nd International Compressor Engineering Conference Purdue 2014.*
- [22] **Jähnig, D.I., Reindl D.T., Klein S.A.** A Semi-Empirical Method for Representing Domestic Refrigerator/Freezer Compressor Calorimeter Test Data. *ASHRAE Transactions.* 106, 2000.
- [23] **Heibel, Martin.** *Fachgespräch über Zustand des Kältemittels beim Kapillareintritt.* 16.06.2015.

- [24] *IPSEpro Software Documentation*. Graz : Fa. Simtech.
- [25] **Lemmon, E.W., Huber, M.L. und McLinden, M.O.** NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Properties - REFPROP. Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Boulder, 2013.
- [26] **Heimel, M., Lang, W., Almbauer, R.,** Performance predictions using Artificial Neural Network for isobutane flow in non-adiabatic capillary tubes. *International Journal of Refrigeration*. 2014, 38.
- [27] **Marques, A.C., et al.** Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage. *Applied Thermal Engineering*. 63 (2014), 511-9.