



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für  
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK  
**Bundesamt für Energie BFE**

**Schlussbericht**, 29. Dezember 2010

---

# **Dynamischer Wärmepumpentest**

## **Phasen 3 und 4**

---

**Auftraggeber:**

Bundesamt für Energie BFE  
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Kofinanzierung:**

-

**Auftragnehmer:**

NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Werdenbergstrasse 4  
CH-9471 Buchs  
[www.ntb.ch](http://www.ntb.ch)

**Autoren:**

Michael Uhlmann, Hochschule für Technik Buchs, [michael.uhlmann@ntb.ch](mailto:michael.uhlmann@ntb.ch)  
Stefan Bertsch, Hochschule für Technik Buchs, [stefan.bertsch@ntb.ch](mailto:stefan.bertsch@ntb.ch)

**BFE-Bereichsleiter:** Andreas Eckmanns

**BFE-Programmleiter:** Thomas Kopp

**BFE-Vertrags- und Projektnummer:** SI/500065-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

**Dank**

Die Autoren danken den nachfolgenden Herren für ihre vielfältigen und unverzichtbaren Beiträge zum Gelingen dieser Arbeit bestens. Der Dank gilt den Herren Prof. Dr. T. Kopp (Programmleiter BFE), Prof. Dr. M. Ehrbar (Enertec AG), A. Montani (EKZ) und Prof. Dr. B. Wellig (HSLU) für die wissenschaftliche Begleitung und Beratung. Einen herzlichen Dank auch an das Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung dieses Forschungsvorhabens.

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	3
Abstract .....	3
1. Einleitung .....	4
1.1 Ausgangslage .....	4
1.2 Ziel und Auftrag .....	4
1.3 Literaturrecherche .....	5
1.4 Aufbau des Berichts .....	5
2. Messungen an Luft/Wasser Wärmepumpen .....	6
2.1 Messaufbau und Messdurchführung .....	6
2.2 Datenerfassung und Messstellen .....	7
2.3 Messergebnisse .....	9
3. Modellierung von Luft/Wasser Wärmepumpen .....	11
3.1 Grundlagen der Modellbildung .....	11
3.2 Teilmodell: Kompressor .....	16
3.3 Teilmodell: Kondensator .....	19
3.4 Teilmodell: Expansionsventil .....	26
3.5 Teilmodell: Verdampfer .....	30
4. Verifikation des Luft/Wasser Wärmepumpenmodells .....	35
4.1 Beschreibung der Wärmepumpe WP1 .....	36
4.2 Validierung mit WP1 bei Q3/S25 .....	37
4.3 Validierung mit WP1 bei Q-10/S45 .....	43
4.4 Beschreibung der Wärmepumpe WP2 .....	45
4.5 Validierung mit WP2 bei Q3/S25 .....	46
4.6 Validierung mit WP2 bei Q-10/S44 .....	47
4.7 Sensitivitätsanalyse .....	51
4.8 Zusammenfassung Validierung .....	52
5. Parametrische Studie Luft/Wasser Wärmepumpe .....	53
5.1 Erste Simulationsreihe .....	53
5.2 Zweite Simulationsreihe .....	55
5.3 Vergleich der Ergebnisse mit den früheren Projektphasen .....	56
5.4 Wärmeverluste und Wärmegewinne nach dem Abschalten .....	57
6. Feldmessung an einer Sole/Wasser Wärmepumpe .....	60
6.1 Messaufbau und Messdurchführung .....	60
6.2 Datenerfassung und Messstellen .....	61
6.3 Messergebnisse .....	62
7. Modellierung von Sole/Wasser Wärmepumpen .....	64
7.1 Modell der Erdsonde .....	64
8. Verifikation des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells .....	68
9. Parametrische Studie Sole/Wasser Wärmepumpen .....	71
9.1 Erste Simulationsreihe .....	71

9.2 Zweite Simulationsreihe.....	75
10. Schlussfolgerungen.....	77
Abbildungsverzeichnis.....	79
Symbolverzeichnis .....	82
Symbole .....	82
Indices.....	83
Referenzen .....	85
Anhang .....	86
A.1 Bestimmung der Eingabe-Parameter des Kompressors.....	86
A.2 Bestimmung der Eingabe-Parameter des Kondensators.....	92
A.3 Wärmeübergangszahlen im Kondensator .....	93
A.4 Gleichungen zum Kondensatormodell .....	95
A.5 Bestimmung von Eingabe-Parametern des Expansionsventils .....	106
A.6 Bestimmung von Eingabe-Parametern des Verdampfers.....	110
A.7 Wärmeübergangszahlen im Verdampfer .....	115
A.8 Gleichungen zum Verdampfermodell.....	117
A.9 Eingabe-Parameter zur Validierung mit WP1 .....	125
A.10 Eingabe-Parameter zur Validierung mit WP2 .....	127



## Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist es die Auswirkungen des Taktens (Leistungsregelung durch Ein- und Ausschalten) von Wärmepumpen auf die Leistungszahl zu untersuchen. Luft/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen werden aus diesem Grund mit einem physikalischen Modell nachgebildet. Dieses dynamische Modell wird mit Daten aus Feld- und Labormessungen messtechnisch validiert. Anschliessend wird in mehreren parametrischen Studien der Einfluss von Zyklusdauer und Laufzeitverhältnis auf die Leistungszahl und die Wärmeleistung untersucht.

Es zeigt sich, dass das Takten zu einer Reduktion der Leistungszahl von Luft/Wasser-Wärmepumpen führt. Diese Einbussen sind im Bereich von 2-5%, sofern die Laufdauer der Wärmepumpe nur wenige Minuten beträgt. Durch ein Nachlaufen der Senkenpumpe kann dieser Wärmeverlust jedoch weitestgehend reduziert werden. Ab einer Mindest-Laufzeit von 15 Minuten sind die Einbussen auch im schlimmsten Fall gering. Sole/Wasser-Wärmepumpen hingegen profitieren von kurzen Taktzeiten, da sich Erdsonden in der Stillstandzeit regenerieren können. Steigerungen der Leistungszahl im Bereich von 5% durch eine geschickte Regelung der Taktzeiten sind möglich.

## Abstract

This study aims to investigate the effect of on/off cycling on the Coefficient of Performance of heat pumps. On/off cycling is the most commonly used mode of capacity control in heat pumps. Air to water and brine to water (geothermal) heat pumps were simulated using a physics based model. The dynamic model then has been validated using data from field and laboratory measurements. Subsequently several parametric studies were carried out in order to evaluate the effects of cycle time and the ratio of on-time on the performance of the system.

It can be shown, that on/off cycling leads to a reduction of the performance of air-source heat pumps. The performance penalty is in the area of 2-5% for very short cycle times of the heat pump system. Running the water pump of the heat sink for a couple of minutes can reduce these losses. Furthermore, the performance losses are insignificant if the heat pump is run for 15 minutes or longer at a time. Geothermal heat pumps on the other hand profit from short cycle times, since the borehole can regenerate during the off-time of the heat pump. Performance improvements in the area of 5% are possible in case of an intelligent control of the cycle time.

# 1. Einleitung

## 1.1 Ausgangslage

In den Projekten *Dynamische Wärmepumpe, Phasen 1 und 2* [ 1 ] - [ 4 ] wurden die Grundlagen für die Beschreibung des Einschalt- und Ausschaltverhaltens von Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht. Grund für diese Untersuchungen ist, dass die Bewertung der Effizienz und Heizleistung von Wärmepumpen üblicherweise auf Basis von Messungen der Dauerleistungen in Abhängigkeit der Quellen- und Senktemperatur erfolgt. Die Anpassung von Wärmeabgabe und Wärmebedarf erfolgt im Feld dann jedoch in den meisten Fällen durch periodisches Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe. Durch dieses Ein- und Ausschalten (Takten) der Wärmepumpe entsteht gegenüber dem Dauerbetrieb eine Minderwärmeproduktion durch die Eigenerwärmung der Wärmepumpe, die nach dem Ausschalten ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird. Erst nach einigen Minuten Laufzeit werden die asymptotischen Betriebstemperaturen erreicht. Frühere Studien zu diesem Thema [ 1 ] - [ 4 ] haben gezeigt, dass die Einbussen der Leistungszahl (COP) im Bereich von 5-10% liegen.

Ein besseres Verständnis des Anlauf- und Abstellverhaltens von Wärmepumpen führt zu einer besseren Vergleichbarkeit zwischen leistungsregulierten und getakteten Wärmepumpen. Die Bewertung von Wärmepumpen anhand reiner Volllast-Messungen führt zu einer oft suboptimalen Einstufung drehzahlvariierten Maschinen, die gerade im Teillastbetrieb ihre Vorteile ausspielen. Das Takten der Wärmepumpen ist auch teilweise für die Unterschiede zwischen Labormessungen und Messungen an im Feld installierten Wärmepumpen verantwortlich. Mit Hilfe des vorliegenden Projektes soll dieser Effekt genauer quantifiziert werden. Durch ein besseres Verständnis des dynamischen Verhaltens von Wärmepumpen kann schon bei der Auslegung eine Optimierung der Wärmepumpe erfolgen. Die Autoren versprechen sich vor allem von optimierten Regelalgorithmen ein Verbesserungspotential. Auf diese Weise kann mit geringem Zusatzaufwand eine Erhöhung der Jahresarbeitszahl (JAZ) erreicht werden.

In einer ersten Studie über das Anlauf- und Abstellverhalten von Wärmepumpen [ 1 ] wurde zuerst eine ausführliche Literaturrecherche zum Thema durchgeführt. Das Resultat der Literaturrecherche hat gezeigt, dass sich nur eine überschaubare Zahl von Forschern mit den instationären Vorgängen während des Anlaufens und Abstellens einer Wärmepumpe oder derer Komponenten auseinandergesetzt haben. In einem Folgeprojekt [ 2 ], [ 3 ] wurden dann die zugrunde liegenden Gesetzmässigkeiten der Verluste im Taktbetrieb untersucht und mit einem ersten Modell quantifiziert. Numerische Schwierigkeiten der Simulation führten zu Ungenauigkeiten in der Quantifizierung der Minderwärmeproduktion. Daraus resultierend wurde das Projekt in einer zweiten Projektphase [ 4 ] weitergeführt. In dieser Projektphase wurde das Modell verbessert und dann messtechnisch validiert. Daraufhin wurde ein Ansatz zur Berechnung der Minderwärmeproduktion durch das An- und Abstellen einer Wärmepumpe erstellt. Um diesen Modellansatz auf beliebige Luft/Wasser Wärmepumpen übertragen zu können wurde auch eine Prüfprozedur erstellt. Mittels dieser dynamischen Wärmepumpentests ist es möglich die fünf maschinenabhängigen Anpasskonstanten des Modellansatzes zu bestimmen. Nachteil dieser Methode ist die Dauer der dynamischen Wärmepumpentests, die eine Durchführung kostspielig und zeitraubend macht. Des Weiteren kann dieses Modell nicht im Design neuer Wärmepumpen eingesetzt werden, da es zu diesem Zeitpunkt noch keine Testresultate gibt.

## 1.2 Ziel und Auftrag

In der vorliegenden Arbeit geht es nun darum, den Modellansatz aus den Projekten „Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 und Phase 2“ [ 1 ] - [ 4 ] zu überprüfen und weiterzuentwickeln. Während Phase 3 des Projektes sich mit Luft/Wasser Wärmepumpen beschäftigt, wird Phase 4 verwendet, um den Ansatz auf Sole/Wasser Wärmepumpen zu übertragen. Ziel ist es die zeitraubende Bestimmung der Anpasskonstanten zu umgehen und einen einfacheren Weg zur Bestimmung der Maschinenparameter zu finden. Alle Eingabewerte sollen aus Datenblättern der verwendeten Komponenten bestimmt werden können. Neben der Modellentwicklung sollen auch Messungen an Luft/Wasser-Wärmepumpen im Labor und an einer Sole/Wasser-Wärmepumpe im Feld durchgeführt werden, mit deren Hilfe die Modellrechnungen validiert werden können. Durch die Reduktion der Anpasskonstanten im Modell kann die Simulation schon im Designprozess verwendet werden. Schlussendlich soll auch eine erneute Literaturrecherche durchgeführt werden, um den aktuellen Stand der Technik nach der mehrjähriger Projektpause zu erkunden.

### 1.3 Literaturrecherche

Zu Beginn dieser Studie wurden zuerst einmal die Berichte der Projekte „Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 und Phase 2“ [ 1 ] - [ 4 ] genau studiert, um aus den Erkenntnissen und Schwierigkeiten der vorhergehenden Projekte zu lernen. Vor allem der Aufbau als "regeltechnisches" Modell soll in diesem neuen Projekt umgangen werden, um die nötigen Messungen für Anpasskonstanten zu vermeiden. Das Studium neuer Literatur zeigt, dass es inzwischen mehrere Ansätze zur dynamischen Simulation von Wärmetauschern und Verdichtern gibt. Vor allem im Bezug auf industrielle Kühlsätze gibt es bereits einige Ansätze für dynamische Modelle [ 5 ] - [ 7 ]. Es wurde auch ein dynamisches Modell für Kleinwärmepumpen gefunden [ 8 ], das sich jedoch nicht für die hochdynamischen Prozesse des Anlaufverhaltens eignet. Im Allgemeinen beziehen sich die meisten publizierten dynamischen Modelle vor allem auf die dynamische Einbindung von statisch berechneten Wärmepumpen. Hier werden nur die dynamischen Effekte im Speicher berücksichtigt und die Wärmepumpe mit einem statischen Modell [ 5 ], [ 7 ], [ 9 ] berechnet. Das Einschalt- und Abschaltverhalten der Wärmepumpen selber wird dabei nicht untersucht. Dynamische Modelle für einzelne Komponenten konnten vor allem für Wärmetauscher gefunden werden [ 10 ] - [ 12 ]. Eine direkte Übertragung der einzelnen Teilmodelle auf das Gesamtmodell ist leider nicht möglich, da diese meist sehr rechenintensiv sind und eine Kombination der Modellansätze somit zu sehr langen Simulationszeiten führen würden. Die grundlegenden Überlegungen sind jedoch trotzdem gültig und können zum Teil in vereinfachter Form übernommen werden.

Kurz vor Projektende konnte eine weitere Studie gefunden werden, die sich mit dem Einschaltverhalten von Kälteanlagen beschäftigt [ 16 ]. Es handelt sich hierbei um die Simulation einer Autoklimaanlage, bei der die Kältemittelverlagerung in verschiedenen Betriebspunkten untersucht werden soll. Die Modellansätze dieser Arbeit sind denjenigen der hier vorliegenden Arbeit sehr ähnlich. Ein Austausch mit den Autoren zeigte auch, dass diese ähnliche Herausforderungen in der Simulation gefunden haben wie in der vorliegenden Studie. Zudem besteht in jenem Projekt noch beträchtlicher Aufwand, um Messungen und Simulation abzugleichen.

Zusammenfassend zeigt sich, dass es bislang keine Simulationsmodelle für das Einschalt- und Abstellverhalten von Luft/Wasser oder Sole/Wasser Wärmepumpen gibt. Nur Komponentenmodelle mit einer teilweise beträchtlichen Anzahl von Anpassparametern existieren in der frei verfügbaren Literatur.

### 1.4 Aufbau des Berichts

Der Bericht ist prinzipiell in zwei Teile geteilt. Der erste Teil beschäftigt sich mit der Messung, Simulation, Validierung und parametrischen Untersuchung von Luft/Wasser Wärmepumpen und schliesst mit den entsprechenden Schlussfolgerungen ab. Im zweiten Teil wird dann die Simulation auf Sole/Wasser Wärmepumpen übertragen und durch ein Sondenmodell ergänzt. Das Modell wird anschliessend wieder mit Feldmessungen verifiziert und in einer parametrischen Studie verwendet. Auf die Schlussfolgerungen folgen Literaturverzeichnis und der Anhang, in dem Teilmodelle und Daten vorgestellt werden, die zur einfacheren Lesbarkeit nicht in den Hauptteil des Berichtes aufgenommen wurden.

## 2. Messungen an Luft/Wasser Wärmepumpen

Ziel der Messungen an Luft/Wasser Wärmepumpen ist die Schaffung einer soliden Basis für die Validierung der Simulationsmodelle. Des Weiteren können durch die Analyse der Daten und Beobachtungen während der Messungen wichtige Erkenntnisse über das dynamische Verhalten der Wärmepumpe gewonnen werden.

### 2.1 Messaufbau und Messdurchführung

In Projektphase 2 [ 4 ] wurden extensive Messungen an einer Luft/Wasser Wärmepumpe durchgeführt. Diese Messdaten können auch für die Verifikation in dieser Studie verwendet werden, da auch die Einstellungen und Maschinenparameter gut dokumentiert sind. Um eine breitere Basis für die Verifikation zu schaffen, wurden in diesem Projekt, zusätzliche Labormessungen an zwei verschiedenen Luft/Wasser Wärmepumpen durchgeführt. Während der Messung wurden Kältemitteldrücke, Senkenvolumenstrom, diverse Temperaturen, elektrische Leistungen, etc. erfasst und ausgewertet um für einen späteren Vergleich mit den Ergebnissen der Simulation zur Verfügung zu stehen. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass die Simulationsergebnisse qualitativ und quantitativ mit den Messungen übereinstimmen.

Die Labormessungen wurden in den Klimakammern des Wärmepumpen Testzentrums in Buchs (WPZ) durchgeführt. Dazu durften mit Erlaubnis des Herstellers an zwei Wärmepumpen, die am WPZ zwecks einer Gütesiegelprüfung installiert waren, noch einige zusätzliche Messungen durchgeführt werden. Beide Prüflinge waren Splitwärmepumpen. Nähere Angaben zu den Wärmepumpen befinden sich in den Kapiteln 4.1 und 4.4.

Abbildung 1 zeigt eine Prinzipskizze des Prüfstandes. Im normalen Prüfbetrieb fördert die Umwälzpumpe das Senkenmedium durch die Wärmepumpe. Das Mischerventil leitet einen Teil des Vorlaufes zurück zum Rücklauf, um die Rücklauftemperatur auf dem gewünschten Wert zu halten. Der andere Teil geht zum Speicher. Dieser Speicher wird während dem Betrieb ungefähr auf Vorlauftemperatur aufgeheizt. Um eine Rücklauftemperatur gewährleisten zu können, die unter der Speichertemperatur liegt, ist am Austritt des Speichers ein Wärmetauscher angebracht. Mit diesem wird das Wasser auf eine Temperatur gebracht, die ca. 1°C unter der gewünschten Rücklauftemperatur liegt. Auf diese Weise ist es möglich eine stabile Regelung der Rücklauftemperatur zu erreichen.

Bei den Messungen zur Validierung der Simulationssoftware wurde, im Gegensatz zu einer Standard Wärmepumpen-Prüfung, der Startvorgang der Wärmepumpe detailliert aufgenommen. Es musste also die Speichertemperatur schon vor dem Start mindestens auf dem Wert der gewünschten Rücklauftemperatur liegen, deshalb musste der Speicher vor der Stillstandszeit von ca. 8 Stunden soweit aufgeheizt werden, dass dies zum Startzeitpunkt sichergestellt war. Die Wärmepumpe wurde vor jeder Messung mindestens 8 Stunden abgeschaltet und der Umgebungstemperatur ausgesetzt, damit sich alle Komponenten auf Umgebungstemperatur abkühlten. Vor dem Start musste dann jeweils das Mischerventil geschlossen werden, so dass der Senkenstrom durch die Schleife 1 in Abbildung 1 fließt. Während der Stillstandszeit hat sich das Wasser innerhalb der Schleife 1 in etwa auf Raumtemperatur abgekühlt, somit führte die Zirkulation zu keiner nennenswerten Änderung der Temperatur des Kondensators. Nachdem der Volumenstrom den Sollwert erreicht hatte, wurde das Mischerventil dann auf 100% geöffnet, was dazu führte, dass der Volumenstrom durch den Speicher zunahm und die Rücklauftemperatur sich rasch dem gewünschten Sollwert näherte. Auf diese Weise ist es gelungen, die Rücklauftemperatur innerhalb weniger Sekunden und ohne ein Überspringen auf den Sollwert zu bringen und eine klare Ausgangslage für den Vergleich mit der Simulation zu schaffen. Der Wärmetauscher am Austritt des Speichers diente zur präzisen Regelung. Nachdem das Mischerventil eine Öffnung von 100% erreicht hatte und der Senkenstrom durch die Schleife 2 in Abbildung 1 floss, konnte die Wärmepumpe gestartet werden. Der schnelle Anstieg der Vorlauftemperatur hatte dann keinen störenden Einfluss auf die Regelung der Rücklauftemperatur, da kein heisses Wasser aus dem Vorlauf zum Rücklauf strömte. Die Messungen liefen jeweils für 40 Minuten oder länger, um sicherzustellen, dass die asymptotischen Temperaturen und Leistungen erreicht werden können.

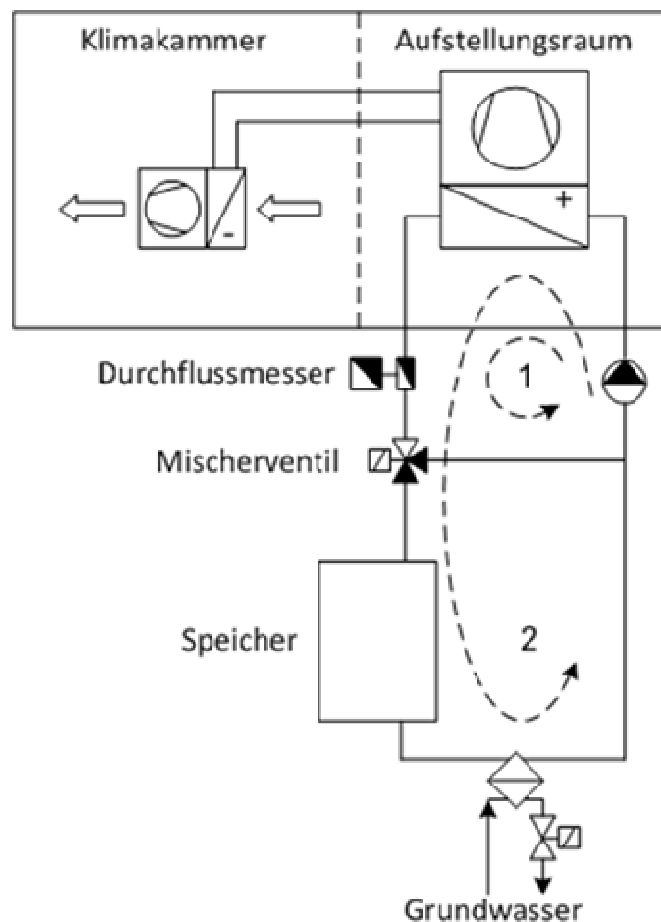


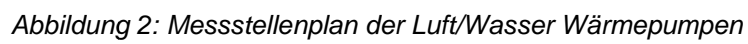
Abbildung 1: Prüfstand des Wärmepumpen-Testzentrums

## 2.2 Datenerfassung und Messstellen

Abbildung 2 zeigt das Schema der Wärmepumpe sowie die Position aller Messstellen. Die Aufnahme der Temperaturen erfolgte mit Thermoelementen, die der kältemittelseitigen Drücke mit piezoresistiven Drucksensoren und die des Senkenvolumenstrom mit einem magnetisch induktiven Durchflussmesser. Aus der mit einem Anemometer in verschiedenen Punkten gemessenen gemittelten Luftgeschwindigkeit konnte schliesslich noch der quellenseitige Luftvolumenstrom berechnet werden. Für die Erfassung und Abspeicherung sämtlicher Daten diente ein PAC (Programmable Automation Controller) vom Typ CompactRIO aus dem Hause National Instruments. Die Abtastzeit aller Sensoren lag bei einer halben Sekunde, also genügend schnell, um die hier untersuchten Effekte darzustellen. Die Angaben zu den Messmittel sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Die Messwerte des WPZ, die auf Redundanz und hohe Genauigkeit ausgelegt sind, wurden parallel dazu im 10 Sekunden-Takt aufgezeichnet und mit den Ergebnissen der hier beschriebenen Datenakquisition verglichen. Die Abweichung der gemittelten Werte liegt innerhalb der angegebenen Messunsicherheiten.

Beide Wärmepumpen wurden bei verschiedenen Arbeitspunkten mit Quellentemperaturen von 3°C bzw. -10°C und Senken-Rücklauftemperaturen von 25°C bzw. 45°C ausgemessen.



*Tabelle 1: Messmittel der Labormessungen*

Nr.	Beschreibung	Sensor	Messbereich	Unsicherheit	Signal
0	Temperatur im Heizraum	Thermoelement	-40°C - 70° C	± 0.5 °C	Typ K
1	Temperatur im Maschinenraum	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
2	Heissgas Temperatur	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
3	Sauggas Temperatur	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
4	Flüssigkeitstemperatur	Thermoelement	-40°C - 70° C	± 0.5 °C	Typ K
5	Eintrittstemperatur der Senke	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
6	Austrittstemperatur der Senke	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
7	Temperatur oben am Kompressor	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
8	Temperatur unten am Kompressor	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
9	Temperatur am Verdampferaustritt	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
10	Austrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
11	Austrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
12	Eintrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
13	Eintrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
14	Senken Volumenstrom	Promag P50	0-1.5m <sup>3</sup> /h	± 0.5%	4-20mA
15	Luftfeuchtigkeit am Quelleneintritt	Rotronic Hycroclip	0-100%	± 2 %	0-10V
16	Kältemittelhochdruck	Keller PAA21	0-50 bar,a	± 0.5 bar	0-10V
17	Kältemittelniederdruck	Keller PAA21	0-10 bar,a	± 0.1 bar	0-10V
18	el. Leistungsaufnahme des Kompressors, Ph1	Infratek 101A	0-1.8kW	± 5W	RS 232
19	el. Leistungsaufnahme des Kompressors, Ph2	Infratek 101A	0-1.8kW	± 5W	RS 232
20	el. Leistungsaufnahme des Kompressors, Ph3	Infratek 101A	0-1.8kW	± 5W	RS 232

## 2.3 Messergebnisse

Alle in Tabelle 1 aufgelisteten Grössen wurden im Halb-Sekundentakt gemessen und aufgezeichnet. Da die Messergebnisse sehr umfangreich sind, werden hier nur einige wenige Grössen einer Messung stellvertretend dargestellt. Abbildung 3 bis Abbildung 5 zeigen Grafen von Rohmessdaten, wie sie bei den oben beschriebenen Messungen erfasst worden sind. Sie zeigen sowohl den Startvorgang als auch den stationären Zustand. Die Messdaten aller durchgeführten Messungen sind vom Autor erhältlich.

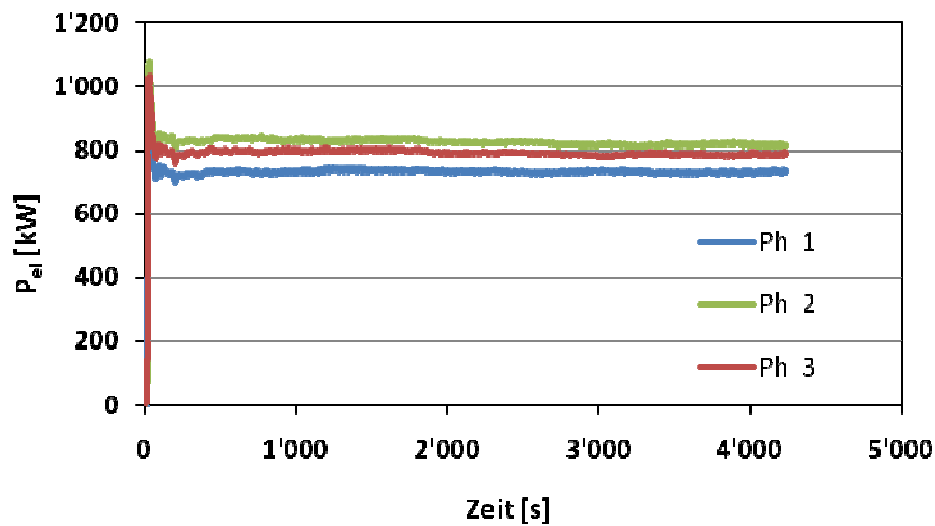


Abbildung 3: Elektrische Leistungen während des Anlaufvorganges

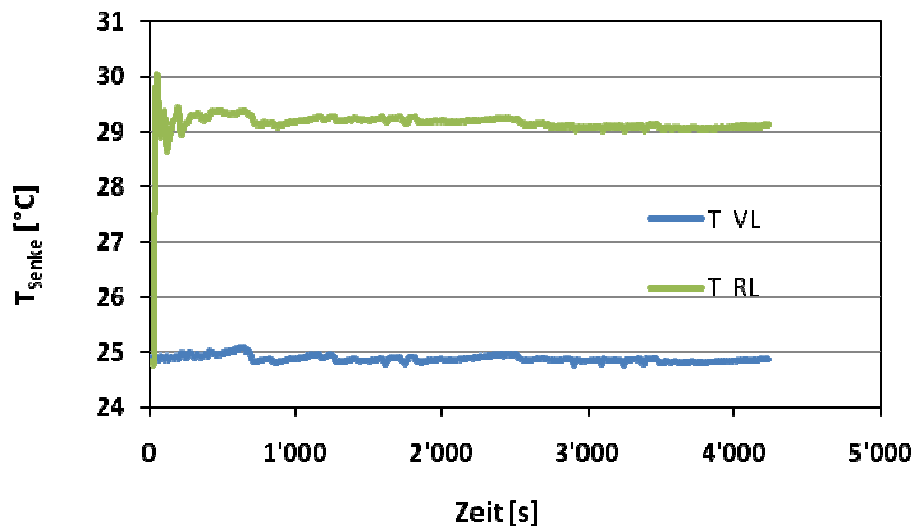


Abbildung 4: Senkentemperaturen während des Anlaufvorganges ( $T_{VL}$  auf 25 °C geregelt)

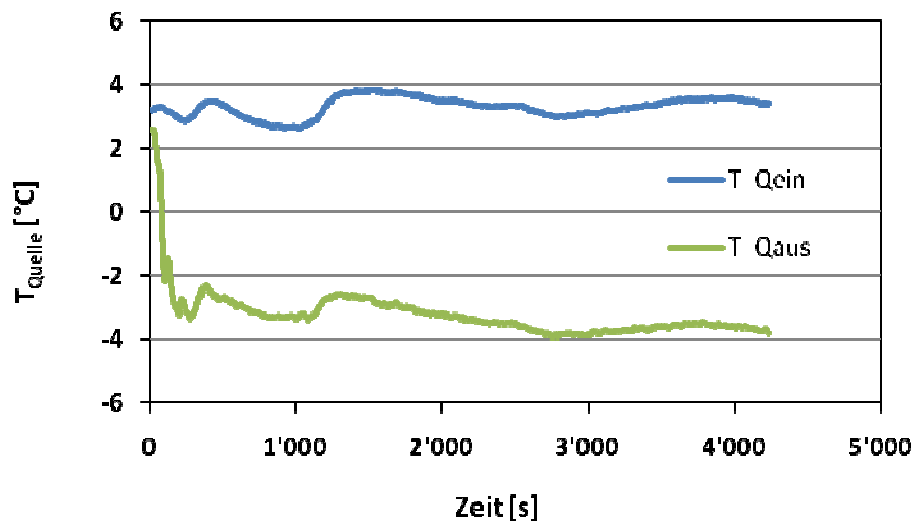


Abbildung 5: Quellentemperaturen während des Anlaufvorganges ( $T_{Q,ein}$  auf 3 °C geregelt)



### 3. Modellierung von Luft/Wasser Wärmepumpen

#### 3.1 Grundlagen der Modellbildung

Der Sinn und Zweck der Modellbildung ist hier, das Verhalten einer Wärmepumpe so zu beschreiben, dass es möglich wird, Vorhersagen über die Effizienz bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu machen. Es wird also die komplexe Realität durch Modelle abgebildet. Diese Modelle sollen einfach sein, aber trotzdem keine wesentlichen Einflüsse unberücksichtigt lassen. Die Schwierigkeit besteht darin, abzuschätzen, welchen Einfluss eine Vernachlässigung auf das Endergebnis hat. Die abzubildende Wärmepumpe besteht aus den vier Komponenten Kompressor, Kondensator, thermischem Expansionsventil und dem Verdampfer. Es wird grundsätzlich zwischen Anlaufen und Abschalten der Wärmepumpe unterschieden. Die Umwälzpumpe wird immer zusammen mit der Wärmepumpe eingeschaltet oder ausgeschaltet. Zur Vereinfachung werden einige Effekte unberücksichtigt gelassen. So wird bei der Simulation mit trockener Luft gerechnet um die Problematik der Vereisung des Verdampfers zu umgehen. Weiter wurden die Absorption von Kältemittel durch das Öl im Kompressor und der Einfluss des Öls auf den Wärmeübergang in den Wärmetauschern vernachlässigt.

Um das Modell einer Komponente beschreiben zu können, müssen einige Eingabe-Parameter bekannt sein. Ziel der Modellbildung war, dass diese Parameter im Datenblatt der Komponente aufgeführt sind oder aus Angaben im Datenblatt berechnet werden können. Waren zu einem benötigten Inputparameter in keiner Form Daten bekannt, so wurden Annahmen getroffen. Diese Annahmen sind in allen Fällen relativ unkritische Größen die durch Erfahrung oder einfache Abschätzungen bestimmt werden können. Nach der Erstellung des Abbilds einer einzelnen Komponente, wurden die Zusammenhänge der verschiedenen Größen mathematisch erfasst. Hierzu wurden Grundprinzipien wie Massenerhaltung und Energieerhaltung sowie passende Wärmeübertragungskorrelationen verwendet.

Der Ablauf bei der Berechnung der zeitabhängigen Größen wird im Folgenden beschrieben. In den verschiedenen Komponenten beeinflussen sich viele Größen gegenseitig. So hängt zum Beispiel die von einem Fluid auf einen Körper übertragene Wärme unter anderem von der Körpertemperatur ab, bzw. von der Temperaturdifferenz zwischen dem Körper und dem Fluid, mit dem Wärme ausgetauscht wird. Abbildung 6 zeigt einen stationären Vorgang bei dem Wärme von einem Luftstrom durch eine metallische Trennwand an das Kältemittel übertragen wird. Die Luft kühlt sich dabei ab, das Kältemittel verdampft bei konstanter Temperatur  $T_R$ . Die Metalltemperatur  $T_M$  ändert sich mit der Zeit nicht, die Wärmeströme  $Q_{LM}$  und  $Q_{MR}$  sind also gleich gross.

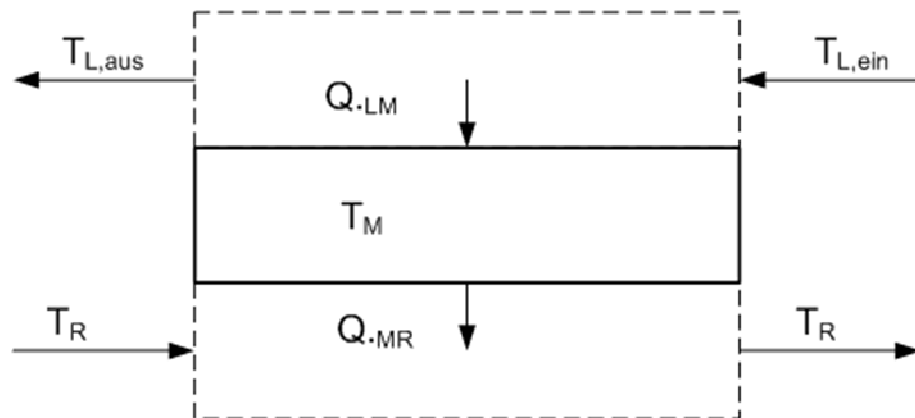


Abbildung 6: Stationäre Wärmeübertragung

Die vier unbekannten Größen  $Q_{LM}$ ,  $Q_{MR}$ ,  $T_{L,aus}$  und  $T_M$  können im stationären Zustand aus den Formeln (1)-(4) ohne weiteres berechnet werden.

$$\dot{Q}_{LM} = \alpha_L \cdot A_L \cdot \left[ \frac{T_{L,ein} + T_{L,aus}}{2} - T_M \right] \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{LM} = c_{pL} \cdot \dot{m}_L \cdot (T_{L,ein} - T_{L,aus}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{MR} = \alpha_R \cdot A_R \cdot (T_M - T_R) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{LM} - \dot{Q}_{MR} = 0 \quad (4)$$

Bei instationärem Betrieb ändert sich aber mit der Zeit die Temperatur des Metallkörpers sowie der Verdampfungsdruck und die Lufttemperatur. Die veränderlichen Temperaturen wiederum führen zu Änderungen der Wärmeströme. Die Differenz der beiden Wärmeströme ist jetzt nicht mehr gleich Null, sondern nach Formel (5) proportional zur zeitlichen Änderung der Metalltemperatur  $T_M$ .

$$\dot{Q}_{LM} - \dot{Q}_{MR} = cp_M \cdot m_M \cdot \frac{dT_M}{dt} \quad (5)$$

Da aber die Veränderung der Metalltemperatur nicht bekannt ist, können auch die Wärmeströme  $\dot{Q}_{LM}$  und  $\dot{Q}_{MR}$  nicht ohne weiteres bestimmt werden. Abbildung 7 zeigt qualitativ den Verlauf der veränderlichen Metalltemperatur während einem Zeitschritt  $\Delta t$  unter Annahme einer konstanten Kältemitteltemperatur. Zur Startzeit  $t_s$  liegt die Metalltemperatur bei  $T_{M,s}$ , zur Zeit  $t_e = t_s + \Delta t$  wird sie dann bei  $T_{M,e}$  liegen. Dies gibt während des Zeitschrittes  $\Delta t$  im Mittel die Metalltemperatur  $T_M$ . In Abbildung 7 ist zum Beispiel eine Situation dargestellt, die in einem Wärmetauscher auftreten kann. Dabei wird von einem verdampfenden Kältemittel Wärme von der umgebenden Metallwand aufgenommen. Die Kältemitteltemperatur wird hier als konstant angesehen, da die Wärmeübertragung im zweiphasigen Zustand erfolgt, die Metalltemperatur ändert sich hingegen auf Grund des instationären Vorgangs.

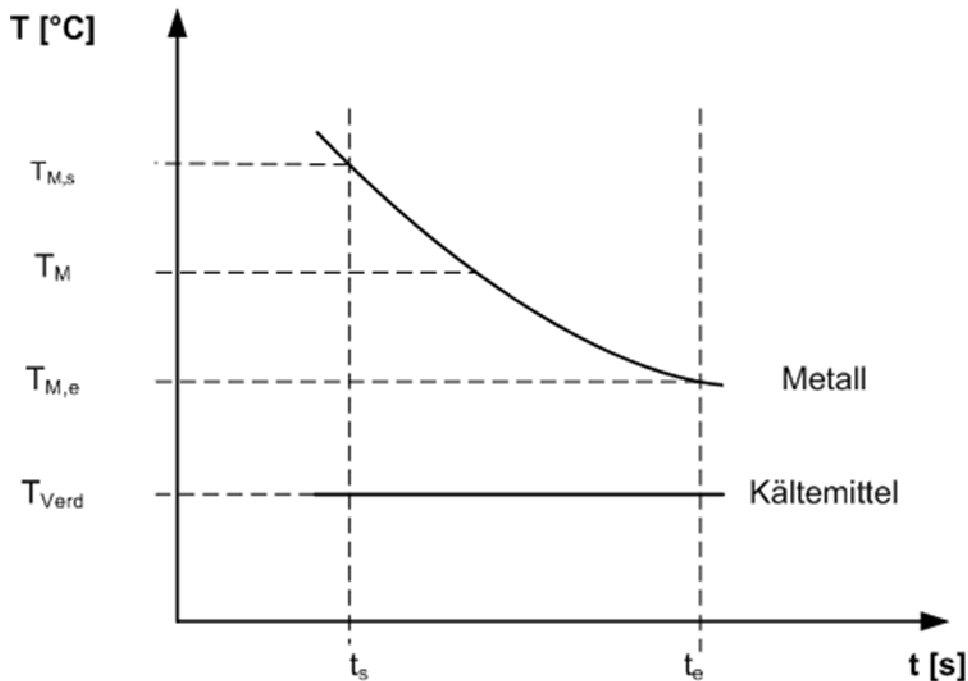


Abbildung 7: Metalltemperatur bei instationärer Wärmeübertragung

Um die während der Zeit variierenden Bedingungen berücksichtigen zu können, werden die jeweiligen Berechnungen über einen kleinen Zeitschritt vorgenommen. Ausgehend vom zur Zeit  $t_s$  vorliegenden Zustand (Startzustand) werden die Veränderungen für das nächste Zeitintervall  $\Delta t$  bestimmt. Aus den Startwerten und den Veränderungen werden die Endwerte der variablen Größen berechnet, welche am Ende des Zeitschrittes  $\Delta t$  vorliegen werden. Durch die Endwerte wird dann der Startzustand für den nächsten Berechnungsdurchgang festgelegt. Im Beispiel von Abbildung 7 wird die Veränderung der Metalltemperatur  $\Delta T_M$  nach Formel (6) aus der Wärme  $Q_M$  die dem Metall während der Zeit  $\Delta t$  zugeführt wird, der Metallmasse  $m_M$  und der spezifischen Wärmekapazität  $cp_M$  berechnet.  $Q_M$  entspricht der Differenz aus zugeführter und abgeführter Wärme.

$$\Delta T_M = T_{M,e} - T_{M,s} = \frac{Q_M}{cp_M \cdot m_M} \quad (6)$$

Es wurde zu Beginn des Projektes versucht, die „Endwerte“ nach einen expliziten Algorithmus (Forward Time Step) zu berechnen. Dabei werden die Randbedingungen während einem Zeitschritt als unveränderlich angesehen und so die Endwerte berechnet. Bei diesem Vorgang kann der Zeitschritt angepasst werden um die Genauigkeit der Berechnung den Anforderungen anzupassen. Abbildung 8 auf der linken Seite zeigt den expliziten Algorithmus. Nach diesem Verfahren wird im Beispiel von oben die übertragene Wärmemenge  $Q_M$  nach den Formeln (7) bis (9) berechnet.

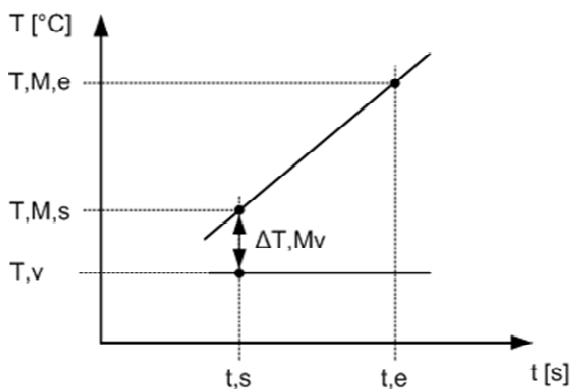
$$Q_{MR} = \alpha_R \cdot A_R \cdot (T_R - T_{M,s}) \cdot \Delta t \quad (7)$$

$$Q_{LM} = \alpha_L \cdot A_L \cdot \left( \frac{T_{L,ein} + T_{L,aus,s}}{2} - T_{M,s} \right) \cdot \Delta t \quad (8)$$

$$Q_{M,forward} = Q_{LM} + Q_{MR} \quad (9)$$

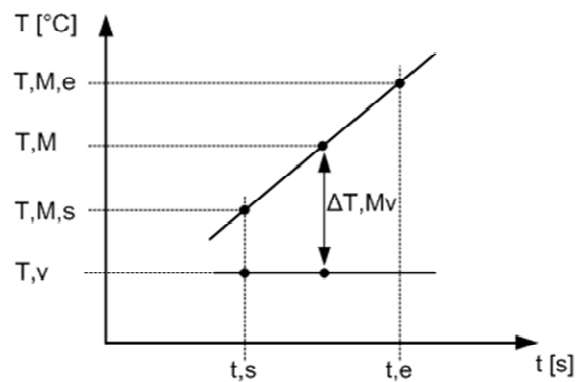
Es wird also angenommen, dass sich die Metalltemperatur  $T_M$  und die mittlere Lufttemperatur während der Wärmeübertragung nicht ändern. Dies ist nicht ganz korrekt, da sich im instationären Betrieb die Metalltemperatur aufgrund der zu- oder abfliessenden Wärme ändert. Wenn aber der Zeitschritt  $\Delta t$  genügend klein gewählt wird, lässt sich der Fehler gering halten. Der Endwert  $T_{M,e}$  der Metalltemperatur wird dann mit Formel (6) berechnet, wobei für die Wärmemenge  $Q_M$  der nach Formel (9) errechnete Wert  $Q_{M,forward}$  eingesetzt wird. Dieser Endwert dient im nachfolgenden Zeitschritt dann als Startwert. Die Zeitschritte  $\Delta t$  ( $t_e - t_s$ ) mussten im vorliegenden Projekt, um Instabilitäten zu vermeiden, sehr klein (Millisekunden) gewählt werden, was zu grossen Rechenzeiten führte. Die gefundenen Instabilitäten rühren vor allem von Massenanteilen (z.B. Kältemittelinhalt einer Komponente), die im Laufe der Simulation sehr klein werden und damit eine sehr hohe Dynamik und somit sprunghaftes Verhalten zeigen, wenn die Zeitschritte zu gross gewählt wurden. Die Wahl der Zeitschrittgrösse ist auch durch die Rechengenauigkeit begrenzt, da bei zu kurzen Zeiten die Unschärfe der Zahlendarstellung zu gross wird. Auf Grund dieser Unzulänglichkeiten wurde die explizite Methode in der Berechnung der Komponenten nicht eingesetzt.

Forward Time Step; explizites Modell



$$\dot{Q}_{Mv} = \alpha \cdot A \cdot (T_{M,s} - T_v)$$

Central Time Step; implizites Modell



$$\dot{Q}_{Mv} = \alpha \cdot A \cdot (T_M - T_v)$$

Abbildung 8: Unterschied zwischen expliziter Methode und impliziter Methode

Eine Verbesserung der Stabilität und eine gleichzeitige Verkürzung der Rechenzeit konnte durch Umstellung auf einen impliziten Algorithmus (Central Time Step) erreicht werden. Hier werden nicht mehr nur die Startwerte der einzelnen Grössen verwendet, sondern der Mittelwert aus Startwert und End-

wert wie in Abbildung 8 auf der rechten Seite gezeigt wird. Für das Beispiel von Abbildung 6 wird nach diesem Verfahren die übertragene Wärmemenge nach den Formeln (10) - (12) berechnet.

$$Q_{MR} = \alpha_R \cdot A_R \cdot \left( T_R - \frac{T_{M,s} + T_{M,e}}{2} \right) \cdot \Delta t \quad (10)$$

$$Q_{LM} = \alpha_L \cdot A_L \cdot \left( \frac{T_{L,ein} + T_{L,aus}}{2} - \frac{T_{M,s} + T_{M,e}}{2} \right) \cdot \Delta t \quad (11)$$

$$Q_{M,central} = Q_{LM} + Q_{MR} \quad (12)$$

Die Temperaturen  $T_{M,e}$  und  $T_{L,aus}$  sind am Anfang der Berechnung noch unbekannt. Da sich, wie oben schon erwähnt, die Metalltemperatur  $T_{M,e}$  und die übertragenen Wärmen gegenseitig beeinflussen, müssen noch weitere Gleichungen gefunden werden um die beiden Grössen berechnen zu können. Es können dafür die Formeln (2) und (13) verwendet werden. Aus Formel (2) kann die mittlere Austrittstemperatur der Luft berechnet werden.

$$Q_{M,central} = c_{pM} \cdot m_M \cdot (T_{M,e} - T_{M,s}) \cdot \Delta t \quad (13)$$

Aus den Formeln (12) und (13) kann folgendes abgeleitet werden. Die Wärmemenge  $Q_{M,central}$  muss die Metallmasse von  $T_{M,s}$  auf  $T_{M,e}$  erwärmen können und die Wärmemenge  $Q_{M,central}$  muss bei den mittleren Temperaturdifferenzen zwischen dem Kältemittel und der Metallmasse bzw. zwischen der Luft und der Metallmasse übertragen werden können. Das Gleichungssystem aus den Formeln (12), (2) und (13) mit den drei Unbekannten  $Q_{M,central}$ ,  $T_{M,e}$  und  $T_{L,aus}$  zu lösen heisst im Prinzip, eine Temperatur  $T_{M,e}$  zu finden, so dass damit die Gleichheit der Formeln (12) und (13) erfüllt ist. In der Simulationssoftware wird nun genau das mit einer Iteration gemacht.

Die Iteration nach einem Newtonschen Verfahren soll hier kurz beschrieben werden. Die Temperatur  $T_{M,s}$  ist vom vorhergehenden Berechnungszyklus her bekannt, sie entspricht dem Endwert  $T_{M,e}$  des vorigen Berechnungsschrittes. Dann wird die Metalltemperatur  $T_{M,e}$  auf einen (zufälligen) Startwert gesetzt, zum Beispiel  $T_{M,e} = T_{M,s} + 0.1^\circ\text{C}$ . Ausgehend von diesem Startwert wird dann die mittlere Temperatur  $T_M$  und daraus die beiden Wärmeströme wie im stationären Fall nach den Formeln (1) und (3) berechnet. Durch die in der Regel unterschiedlichen Wärmeströme vom und zum Metall entsteht ein effektiver Wärmeeintrag in die Metallmasse während dem Zeitschritt  $\Delta t$ . Diese zu- oder abgeführte Wärmemenge führt zu einer Änderung der Metalltemperatur  $\Delta T_M$  nach (14):

$$(\dot{Q}_{LM} - \dot{Q}_{MR}) \cdot \Delta t = c_{pM} \cdot m_M \cdot \Delta T_M \quad (14)$$

Aus dem Startwert  $T_{M,s}$  und der Temperaturänderung  $\Delta T_M$  wird ein neuer Endwert  $T_{M,e}$  berechnet und mit diesem werden wiederum die neuen Wärmeströme und die neue Metalltemperatur ermittelt. Nach einigen Durchläufen wird sich dann der neue Wert von  $T_{M,e}$  gegenüber dem alten Wert fast nicht mehr ändern. Dann wird die Iteration abgebrochen. Der Ablauf der Iteration ist in der Abbildung 9 anschaulich dargestellt. Zur Erhöhung der Stabilität des Newton'schen Verfahrens kann die Berechnung des neuen Startwertes gedämpft werden. Dies ist vor allem bei kleiner werdenden Massenanteilen in den Wärmetauschern der Fall.

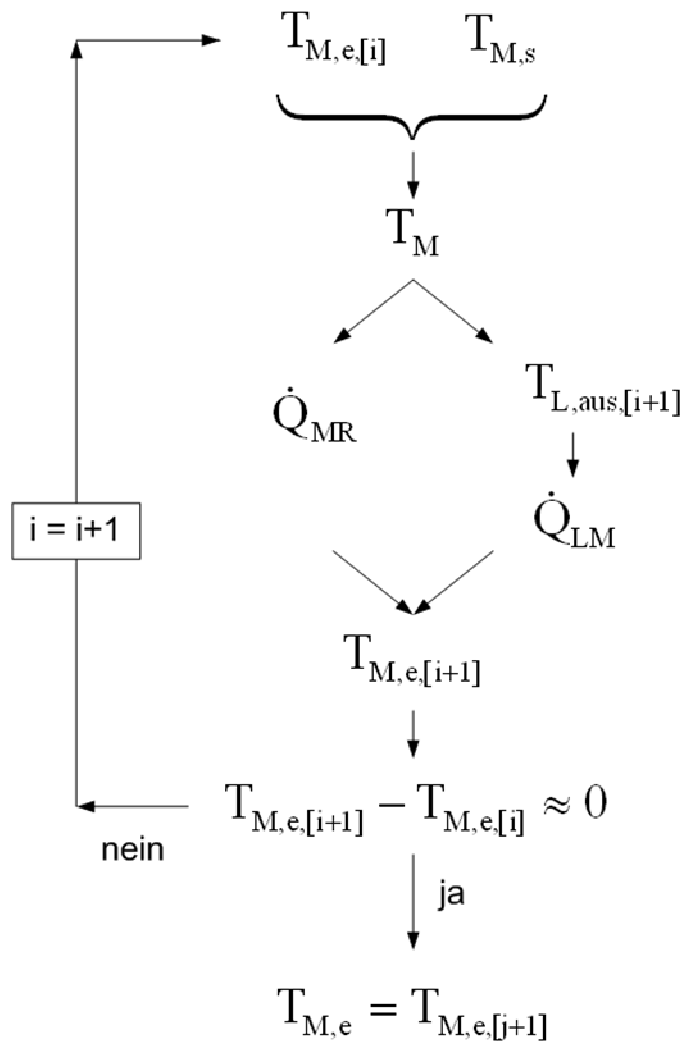


Abbildung 9: Ablauf einer iterativen Berechnung am Beispiel einer Metalltemperatur

Die Software arbeitet für jeden Zeitschritt der Reihe nach alle vier Komponenten ab. Es werden während dem ganzen Zeitschritt die Vorgabewerte wie zum Beispiel die Kältemitteldrücke unverändert gelassen. So wird ein Programmdurchlauf mit dem Hochdruck  $p_{HD,s}$  begonnen. Im Modell des Kompressors wird dieser zur Ermittlung des Kältemittelmassenstroms verwendet. Im Modell des Kondensators wird nachher  $p_{HD,e}$  bestimmt, ein neuer Wert für den Hochdruck, der sich aufgrund des dynamischen Verhaltens der Wärmepumpe ergibt. Im folgenden Modell, dem Expansionsventil, wird für die Berechnung des Kältemittelmassenstroms durch das Ventil für den Hochdruck mit  $p_{HD,s}$  der gleiche Wert wie im Kompressor gebraucht. Es wird also im Expansionsventil nicht der Neuberechnete Wert  $p_{HD,e}$  benutzt. Erst nachdem das gesamte Simulationsprogramm durchlaufen ist, wird  $p_{HD,s}$  des nächsten Zeitschritts auf den soeben bestimmten Wert von  $p_{HD,e}$  gesetzt. Dies bedeutet, dass die Komponenten intern mit einem impliziten Solver programmiert sind und alle im gleichen Zeitschritt arbeiten. Die äussere Schleife, also die gesamte Wärmepumpenanlage auf Systemlevel ist explizit programmiert um Rechenzeit zu sparen. Diese Vorgehensweise ist möglich, da das Gesamtsystem ein dynamisches Verhalten mit einer wesentlich grösseren Zeitkonstanten als diejenigen der Einzelkomponenten zeigt. Die Stabilität des Rechenalgorithmus zeigt, dass der gewählte Ansatz sehr gut funktioniert.

Eine Solversoftware, die sich zur Lösung impliziter numerischer Systeme besonders gut eignet, ist EES (Engineering Equation Solver) [14]. Mit EES können nicht nur Gleichungen gelöst werden, es können auch die Wärmeleitfähigkeiten aller Werkstoffe der Komponenten, die Stoffwerte vom Kältemittel und vom Senkenmedium wie Dichten, Enthalpien, Wärmekapazitäten, die vom Zustand des Stoffes abhängig sind, bestimmt werden. Die Stoffwerte verfügen über eine hohe Genauigkeit, da sie auf der Refprop Datenbank [15] basieren. Dies ist eine grosse Erleichterung, da die Bestimmung der

Stoffwerte nicht mit der Implementierung von aufwändigen Ansätzen verbunden ist. Eine Übertragung auf beliebige andere Kältemittel ist somit jederzeit möglich.

### 3.2 Teilmodell: Kompressor

Abbildung 10 zeigt ein Zweikomponenten-Modell eines Sauggas-gekühlten Kompressors, wie er in vielen Wärmepumpen eingesetzt wird. Im hier vorgestellten Modell wird der Kompressor in zwei Teile unterteilt. Der untere Gehäuseteil enthält den Motor, der seine Abwärme an das angesaugte Kältemittel und das Gehäuse abgibt. Im oberen Gehäuseteil mit dem Verdichtungsmechanismus (z.B. Scroll) wird der Kältemitteldampf komprimiert, dabei wird der obere Gehäuseteil und das ausströmende Kältemittel erwärmt. Durch die Aufteilung des Kompressors in zwei Teile wird es möglich, die Temperaturungleichheit zwischen den oberen und den unteren Regionen des Kompressorgehäuses zu beachten. Auch die Übertragung von Wärme vom Motor zum Sauggas wird berücksichtigt. Die Absorption von Kältemittel im Schmieröl des Kompressors wird hingegen vernachlässigt, da eine Implementation sehr aufwändig ist. Im Laufe des Projektes hat sich auch gezeigt, dass diese Vernachlässigung nur einen geringen Einfluss auf das Endergebnis (die Minderwärmeproduktion) hat.

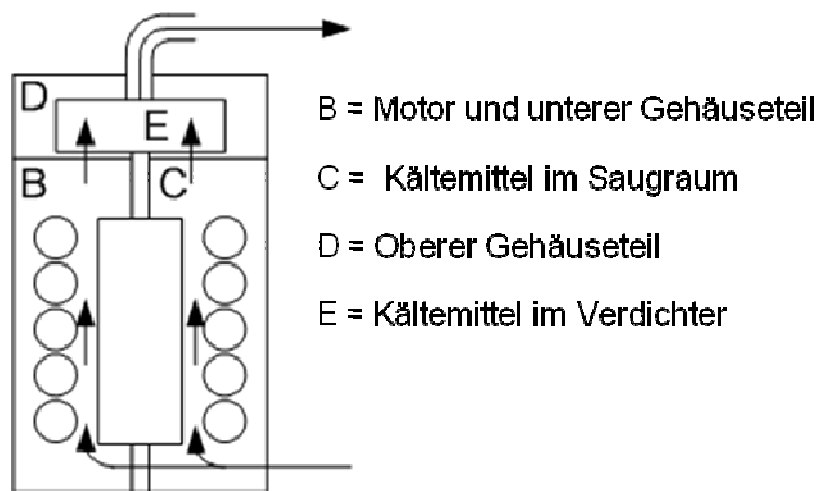


Abbildung 10: Schematischer Aufbau des Kompressormodells

In der Tabelle 2 sind die Vorgabewerte für das Kompressormodell aufgeführt. Diese sind notwendig um die Berechnungen durchführen zu können. Es sind zum Teil Startwerte für den entsprechenden Berechnungsschritt. Sie stammen aus den Modellen der anderen Komponenten oder es sind konstante Vorgabewerte. Weitere, in der Tabelle nicht enthaltene Vorgabewerte wie Metall- und Kältemitteltemperaturen sind ebenfalls notwendig, um den Startzustand des Kompressors zu beschreiben, diese werden aber nur innerhalb des Kompressormodells gebraucht. Beim Start der Simulation werden diese internen Werte z.B. auf das Niveau der Umgebungstemperatur gesetzt.

Tabelle 2: Vorgabewerte zum Kompressormodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Herkunft
$\Delta t$ [s]	Zeitschritt	Konstante
ein,aus [-]	Wärmepumpe ein- oder ausgeschaltet	Konstante
$h_{R,K, \text{ein}}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Kompressoreintritt	Verdampfer
$p_{HD,s}$ [kPa]	Kältemittelhochdruck	Kondensator
$p_{ND,s}$ [kPa]	Kältemittelniederdruck	Verdampfer
$r\phi$ [-]	Kältemitteltyp, z.B. R407C	Konstante

Das Modell des Kompressors gibt die in Tabelle 3 gezeigten Ausgabewerte aus. Diese Werte werden als Vorgabewerte in nachfolgenden Modellen oder als Endresultate der Simulation verwendet.

Tabelle 3: Ausgabewerte zum Kompressormodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Zweck
$h_{R,K,aus,e}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Kompressoraustritt	Vorgabewert
$P_{el}$ [kW]	Elektrische Leistungsaufnahme	Endresultat
$m_{R,K,e}$ [kJ]	Kältemittelmassenstrom	Vorgabewert

Abbildung 11 zeigt das Detailmodell des Verdichters. Dem Motor wird die elektrische Leistung  $P_{el}$  zugeführt. Ein Teil davon wird in mechanische Leistung  $W_{mech}$  umgewandelt, der andere Teil geht durch Reibung in der Lagerung und durch elektrische Verluste verloren. Die Verlustenergie vom Motor wird zur Masse B (unterer Gehäuseteil) übertragen, worauf sich diese erwärmt. Von der Masse B aus gehen die Wärmeströme  $Q_{BC}$  und  $Q_{BU}$  zum Sauggas C bzw. zur Umgebung. Die mechanische Leistung des Elektromotors treibt den Verdichter D (z.B. Scroll) an, und dieser komprimiert den Kältemitteldampf E, überträgt also dem Kältemittel die Leistung  $W_{Verdichter}$ . Durch den Wärmestrom  $Q_{ED}$  vom erhitzten Gas zum Verdichter und durch die Reibleistung des Verdichters wird die Masse D erwärmt. Von dieser Masse aus geht die Wärmeleistung  $Q_{DU}$  an die Umgebung. Am Austritt verlässt der Enthalpiestrom  $h_{R,K,aus}$  den Kompressor.

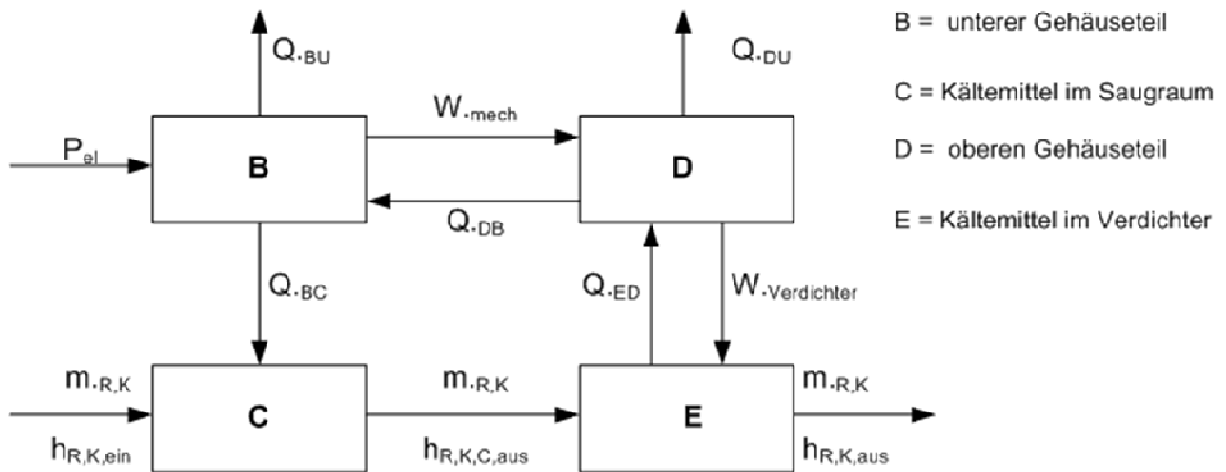


Abbildung 11: Detailmodell vom Kompressor

Bei ausgeschalteter Wärmepumpe werden der Kältemittel-Massenstrom  $m_{R,K}$ , die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$ , die mechanische Leistung  $W_{mech}$  und die Leistung des Verdichters  $W_{Verdichter}$  zu null gesetzt. Es fließen nur noch die in Abbildung 11 eingezeichneten Wärmeströme. Die Gebiete B, C, D und E werden als homogen angesehen, dh. die Temperaturen sind innerhalb der einzelnen Gebiete überall gleich. Die Wärmeströme berechnen sich mit einer Energiebilanz.

Das Kompressormodell benötigt insgesamt 20 Eingabe-Parameter. Fünf davon können üblicherweise direkt dem Kompressordatenblatt entnommen werden, weitere sieben können daraus berechnet werden und drei können aus den geometrischen Verhältnissen in Schnittzeichnungen des Kompressors abgeschätzt werden. Die verbleibenden fünf Eingabe-Parameter müssen abgeschätzt werden. In Tabelle 4 sind die Parameter und deren Herkunft aufgeführt.

Tabelle 4: Eingabe-Parameter zum Kompressormodell

Parameter	Beschreibung	Herkunft
$a_\lambda$	Parameter für den Liefergrad	Berechnung aus Datenblatt
$b_\lambda$	Parameter für den Liefergrad	Berechnung aus Datenblatt
$a_{\eta is}$	Parameter für die isentrope Effizienz	Berechnung aus Datenblatt
$b_{\eta is}$	Parameter für die isentrope Effizienz	Berechnung aus Datenblatt
$c_{\eta is}$	Parameter für die isentrope Effizienz	Berechnung aus Datenblatt
$d_{\eta is}$	Parameter für die isentrope Effizienz	Berechnung aus Datenblatt
$d_{\text{Kompressor}}$	Durchmesser des Kompressors	Datenblatt
$h_{\text{Kompressor}}$	Höhe des Kompressors	Datenblatt
$h_{\text{Kompressor,o}}$	Höhe des oberen Gehäuseteils	Abschätzung aus Schnittzeichnung
$m_D$	Masse des unteren Gehäuseteils	Abschätzung aus Schnittzeichnung
$m_{\text{Kompressor}}$	Masse des Kompressors	Datenblatt
$n_{\text{Kompressor}}$	Kompressor Drehzahl	Datenblatt
$P_{el,reib}$	Reibleistung des Kompressors	Berechnung aus Datenblatt
$UA_{BC}$	Wärmeübertragungskoeffizient	Abschätzung
$UA_{DB}$	Wärmeübertragungskoeffizient	Abschätzung
$UA_{ED}$	Wärmeübertragungskoeffizient	Abschätzung
$V_C$	Volumen des internen Saugraumes	Abschätzung aus Schnittzeichnung
$V_{th}$	theoretisches Hubvolumen	Datenblatt
$\eta_{\text{Motor}}$	Wirkungsgrad des Elektromotors	Abschätzung
$\eta_{\text{Verdichter}}$	Wirkungsgrad des Verdichters	Abschätzung

Die Berechnungen der Eingabe-Parameter und weitere Erläuterungen dazu befinden sich im Anhang.

Durch Bilden von Energiebilanzen in den Knoten B bis E in Abbildung 11 werden ausgehend von den bekannten Startwerten  $T_{M,K,D,s}$ ,  $T_{M,K,B,s}$ ,  $T_{R,K,C,aus,s}$  und  $T_{R,K,aus,s}$  mittels einer Iteration deren Endwerte  $T_{M,K,D,e}$ ,  $T_{M,K,B,e}$ ,  $T_{R,K,C,aus,e}$  und  $T_{R,K,aus,e}$  bestimmt. Die Iteration wurde im Abschnitt 3.1 *Grundlagen der Modellbildung* bereits beschrieben. Die entsprechenden Energiebilanzen sind den Gleichungen (15) bis (18) zu entnehmen.

$$(\dot{W}_{\text{mech}} - \dot{Q}_{DB} - \dot{Q}_{DU} + \dot{Q}_{ED} - \dot{W}_{\text{verdichter}}) \cdot \Delta t = cp_M \cdot m_D \cdot (T_{M,K,D,e} - T_{M,K,D,s}) \quad (15)$$

$$(P_{el} - \dot{W}_{\text{mech}} - \dot{Q}_{BC} - \dot{Q}_{BU} + \dot{Q}_{DB}) \cdot \Delta t = cp_M \cdot m_B \cdot (T_{M,K,B,e} - T_{M,K,B,s}) \quad (16)$$

$$h_{R,K,C,aus} - h_{R,K,ein} = \frac{\dot{Q}_{BC}}{\dot{m}_{R,K}} \quad (17)$$

$$h_{R,K,C,aus} \cdot \dot{m}_{R,K} - \dot{Q}_{ED} + \dot{W}_{\text{verdichter}} - h_{R,K,aus} \cdot \dot{m}_{R,K} = cp_{R,HD} \cdot \dot{m}_{R,K} \cdot (T_{R,K,aus,e} - T_{R,K,aus,s}) \quad (18)$$

In Abhängigkeit dieser vier Endwerte können alle weiteren Grössen berechnet werden. Zustandsgrößen wie spezifische Volumen, Enthalpien und Temperaturen können als abhängige Variable aus dem Kältemitteldruck und einer zweiten bekannten Grösse ausgedrückt werden. Die detaillierten Herleitungen und Berechnungen sind im Anhang zu finden.



### 3.3 Teilmodell: Kondensator

Der Grossteil der hier betrachteten Klein-Wärmepumpen verwendet als Kondensator einen Plattenwärmetauscher. Für die Simulation wird dieser vereinfacht als Gebilde aus beidseitig umströmten Platten, wie in Abbildung 12, dargestellt.

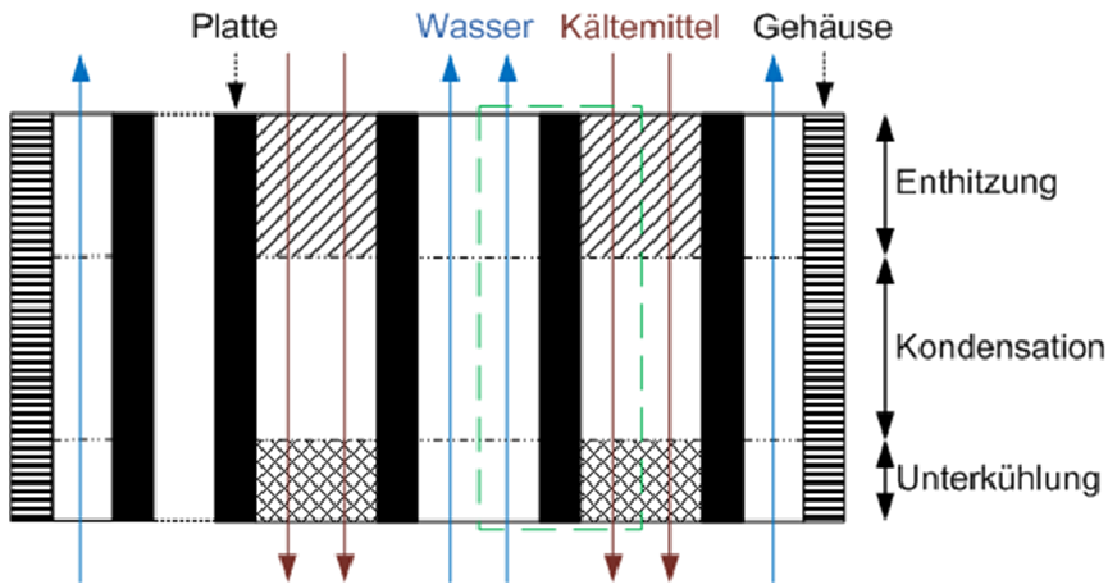


Abbildung 12: Aufbau des Kondensators

Das eintretende Kältemittel aus dem Kompressor wird zuerst enthitzt und beginnt ab einem bestimmten Punkt zu kondensieren. Meistens erfolgt dann noch eine Unterkühlung des Kondensates. Für die Modellbildung wird der Kondensator in Abhängigkeit der Plattenzahl in mehrere identische parallele Zellen aufgeteilt, in denen Wärme vom Kältemittel durch die Metallplatte ans Wasser übertragen wird. In Abbildung 12 entspricht eine Zelle dem grün gestrichelt eingezeichneten Feld. Es sind somit insgesamt gleich viele dieser Zellen wie Platten enthalten. Wenn  $n$  der Anzahl Platten entspricht, so wird jede Zelle (idealerweise) vom  $n$ -ten Teil des Kältemittel- und des Senkenmassenstromes durchflossen.

In Tabelle 5 sind die Vorgabewerte für das Kondensatormodell aufgeführt. Diese sind notwendig, um die Berechnungen durchführen zu können. Sie stammen aus den Modellen der anderen Komponenten oder sind konstante Vorgabewerte. Weitere, in der Tabelle nicht enthaltene Vorgabewerte wie Metalltemperaturen und Kältemittelmassen werden ebenfalls gebraucht, um den Zustand des Kondensators zu beschreiben. Diese werden aber wie beim Verdichtermodell nur innerhalb des Kondensatormodells verwendet und zu Simulationsbeginn auf den entsprechenden Startwert gesetzt.

Tabelle 5: Vorgabewerte zum Kondensatormodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Herkunft
$\Delta t$ [s]	Zeitschritt	Konstante
ein,aus [-]	Wärmepumpe ein- oder ausgeschaltet	Konstante
$h_{R,K,aus}$ [kJ/kg]	Enthalpie des Kältemittels am Kondensatoreintritt	Kompressor
$m_{\cdot R,X,s}$ [kg/s]	Kältemittelmassenstrom durch das TXV	TXV
$m_{\cdot R,K,s}$ [kg/s]	Kältemittelmassenstrom vom Kompressor	Kompressor
$m_{\cdot WG}$ [kg/s]	Senkenwassermassenstrom	Konstante
$p_{HD,s}$ [kPa]	Kältemittelhochdruck	Kondensator
$r\$_$ [-]	Kältemitteltyp, z.B. R407C	Konstante
$T_{WG,ein}$ [°C]	Senkeneintrittstemperatur	Konstante

Das Modell des Kondensators gibt die in der Tabelle 6 gezeigten Ausgabewerte aus. Diese Werte werden als Vorgabewerte in nachfolgenden Modellen oder als Endresultate der Simulation verwendet.

*Tabelle 6: Ausgabewerte zum Kondensatormodell*

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Zweck
$h_{R,G,aus}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Kondensatoraustritt	Vorgabewert
$p_{HD,e}$ [kPa]	Kältemittelhochdruck	Vorgabewert
$Q_{Heiz}$ [kJ]	Heizleistung	Endresultat
$T_{WG,aus}$ [°C]	Senkenaustrittstemperatur	Endresultat

Der Kondensator wird im verwendeten Modell in zwei Gebiete aufgeteilt, in denen unterschiedliche Gesetzmässigkeiten gelten. Im ersten Gebiet erfolgen die Enthitzung und die Kondensation, im zweiten Teil die Unterkühlung der Kältemittelflüssigkeit. Im unterkühlten Bereich des Kondensators wird auch die im Kreislauf überschüssige Menge an Kältemittel gespeichert. Diese überschüssige Kältemittelmenge ergibt sich aus der Kältemittelfüllmenge sowie den Kältemittelgehalten der restlichen Bauteile und der Kondensationszone. Eine Einteilung in drei Zonen hat sich als nicht sinnvoll erwiesen, da sich auch im Enthitzungsgebiet bereits Kondensat an den Platten bildet.

In Abbildung 13 ist das Modell des Kondensators mit den zwei Gebieten abgebildet. Das Modell kann als eine der parallelen Zellen angesehen werden. Bei den Grössen, die von der Anzahl der Platten abhängen, wie Heizleistung, Massenströme usw. werden die Endergebnisse des ganzen Kondensators durch Multiplikation der Werte einer Zelle mit der Gesamtzahl der Zellen bestimmt.

Sowohl in der Kondensationszone als auch in der unterkühlten Zone wird vom Kältemittel Wärme an die Metallstruktur des Kondensators abgegeben. Die Temperatur der Metallmasse wird innerhalb eines dieser Gebiete als homogen angenommen. Die erwärmte Metallmasse gibt sodann Wärme an das Senkenmedium (Wasser) ab. Der zugeführte Wassermassenstrom ist während eines Zeitschrittes zeitlich konstant und aufgrund des als inkompressibel angenommenen Wassers ist dieser auch innerhalb des Wärmetauschers überall gleich gross.

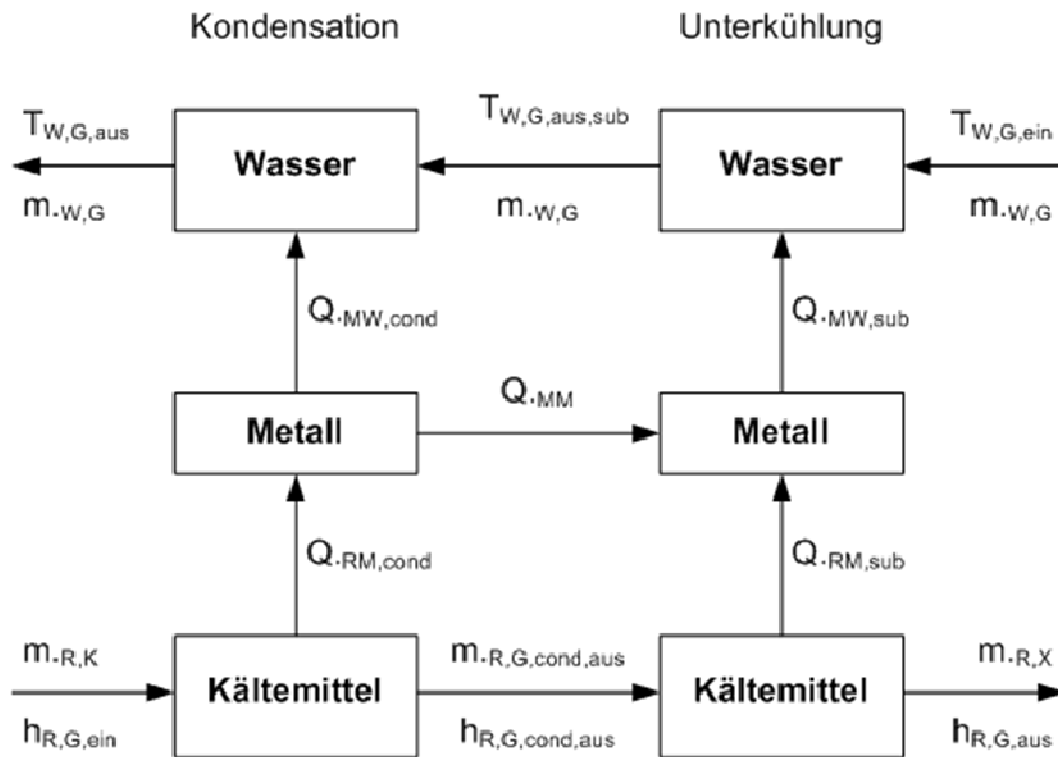


Abbildung 13: Detailmodell des Kondensators

Während des instationären Betriebs ist der Kältemittelmassenstrom veränderlich. Dieser kann am Eintritt und am Austritt des Kondensators unterschiedliche Werte annehmen, was zur Folge hat, dass sich die Kältemittelinhalte und die Volumina der einzelnen Gebiete ändern, und mit den Volumina ändern sich auch die Flächen die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehen. Dies muss bei der Berechnung berücksichtigt werden [10], [11]. Ausserdem kann der Fall auftreten, dass nur eines der beiden Gebiete vorhanden ist. In Abbildung 14 sind die Zustände aufgezeichnet, die im Modell berücksichtigt sind.

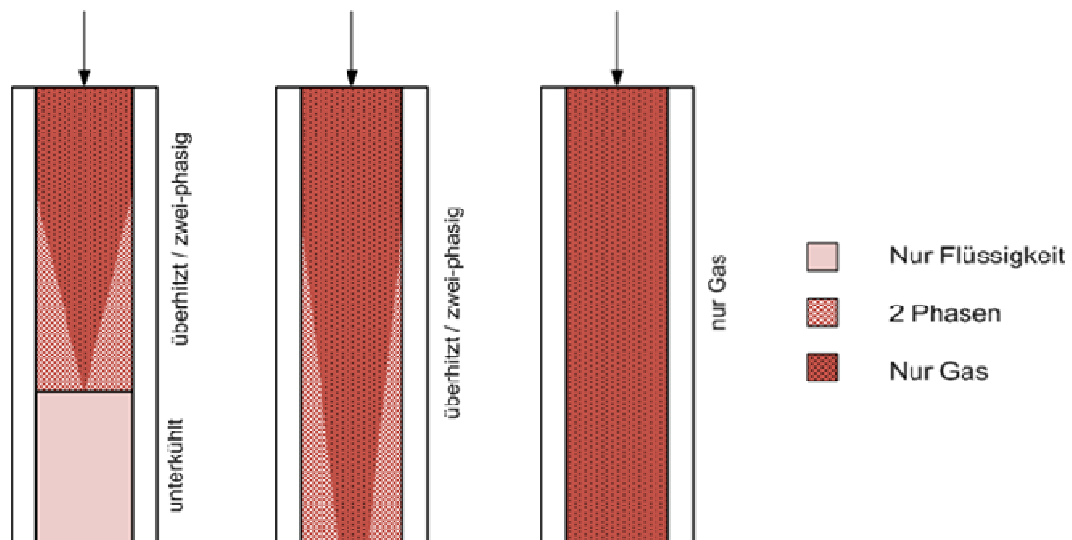


Abbildung 14: Mögliche Kältemittel-Zustände im Kondensator während des Betriebs der Wärmepumpe

Im Betrieb ist im Kondensator gewöhnlich auch unterkühlte Flüssigkeit vorhanden, wie links in Abbildung 14. Da die Dichte der Flüssigkeit gross ist, kann in einem kleinen Volumen eine relativ grosse Kältemittelmasse gespeichert werden. Ist die Kältemittelmasse im Kondensator zum Beispiel nach

dem Start der Wärmepumpe klein, so kann aber auch nur Gas enthalten sein, wie auf der rechten Seite der Abbildung 14. Nach dem Start steigt die Kältemittelmass an und es beginnt zusätzlich zur Enthitzung noch Kältemittel zu kondensieren, wie in der Mitte der Abbildung 14. Ab einer bestimmten Füllmenge sammelt sich dann auch noch flüssiges Kältemittel an das dann unterkühlt wird. Gerade diese Fülle an möglichen Zuständen, die während des Startvorgangs herrschen führt zu erheblichen Herausforderungen in der Simulation. Ohne sorgfältige Betrachtung dieser Unstetigkeiten führt das Modell zu Instabilitäten bei der Simulation. Im vorliegenden Projekt wurden aus diesem Grund zum Beispiel Redundanzen geschaffen, mit deren Hilfe ein häufiges Springen zwischen den verschiedenen Betriebszuständen vermieden werden kann.

Falls die Wärmepumpe ausgeschaltet ist, wird in den meisten Betriebsfällen der Senkenvolumenstrom auf Null gesetzt. Es gelten nun andere Modelle als im Betrieb. Aus einem zwangsdurchströmten Kondensator wird nun ein Gefäss mit natürlicher Konvektion. Dieses Gefäss ist im unteren Teil mit flüssigem und im oberen Teil mit gasförmigem Kältemittel gefüllt. Dieser Betriebszustand ist in Abbildung 15 auf der linken Seite sichtbar.

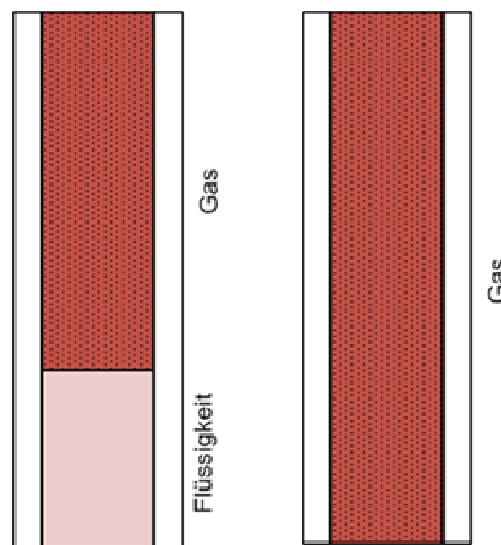


Abbildung 15: Kondensator im Stillstand der Wärmepumpe

Im Stillstand der Wärmepumpe erfolgt aufgrund der Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck ein Kältemittelmassenstrom vom Kondensator zum Verdampfer. Es wird so lange Kältemittel fließen bis sich die Drücke ausgeglichen haben. Dadurch kann es vorkommen, dass im Kondensator nur noch gasförmiges Kältemittel vorhanden ist, wie in Abbildung 15 auf der rechten Seite dargestellt. Dann gelten andere Gesetzmässigkeiten innerhalb des Wärmetauschers, der Druck nimmt dann bei Kältemittelverlust schnell ab, was wiederum zu einem schnellen Ausgleich der Drücke führt. Vor allem bei Verdampfern mit grossem internen Volumen, die einer kalten Umgebungstemperatur ausgesetzt sind kann dieser Zustand vorkommen.

Zur Beschreibung des Kondensatormodells müssen die Parameter aus Tabelle 7 bekannt sein. Im Gegensatz zum Kompressormodell können hier die meisten Eingabe-Parameter dem Datenblatt entnommen werden. Nur der Koeffizient  $UA_{MM}$  zur Beschreibung des Wärmeflusses im Metall, zwischen dem Kondensations- und dem Unterkühlungsteil muss abgeschätzt werden. Die Ermittlung von  $UA_{MM}$  wird im Anhang beschrieben.

Tabelle 7: Eingabe Parameter zum Kondensatormodell

Parameter	Beschreibung	Herkunft
Anz <sub>Pl</sub> [-]	Anzahl der Platten im Wärmetauscher	Datenblatt
b <sub>R</sub> [m]	Kanalbreite, kältemittelseitig	Datenblatt
b <sub>W</sub> [m]	Kanalbreite wasserseitig	Datenblatt
h <sub>Pl</sub> [m]	Höhe der Platte	Datenblatt
l <sub>Pl</sub> [m]	Länge der Platten	Datenblatt
m <sub>G</sub> [kg]	Masse des Kondensators	Datenblatt
UA <sub>MM</sub> [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Wärmeübertragungskoeffizient innerhalb der Metallplatte zwischen Kondensations- und Unterkühlungsteil	Abschätzung

### Berechnungen

Im Folgenden wird die Berechnung des Kondensatormodells während dem Zeitschritt  $\Delta t = t_e - t_s$  beschrieben. Die Startwerte aller Größen sind dabei bekannt. Der gesamte Kältemittelmasseninhalt in einer Zelle kann aus dem Startwert der Kältemittelmasse in einer Zelle und den totalen zu- und abfließenden Kältemittelmassenströmen berechnet werden. Formel (19) gibt den mittleren Kältemittelinhalt während dem Zeitschritt  $\Delta t$  an, Gleichung (20) den Inhalt am Ende des Zeitintervalls.

$$m_{R,G,Zelle} = m_{R,G,Zelle,s} + (\dot{m}_{R,K,s} + \dot{m}_{R,X,s}) \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot Anz_{Pl}} \quad (19)$$

$$m_{R,G,Zelle,e} = m_{R,G,Zelle,s} + (\dot{m}_{R,K,s} + \dot{m}_{R,X,s}) \cdot \frac{\Delta t}{Anz_{Pl}} \quad (20)$$

Als nächstes wird die Länge des Unterkühlungsteils  $l_{sub}$  bestimmt. Je nachdem, ob diese grösser als Null ist oder nicht, wird im Kondensator Kältemittel unterkühlt oder nicht. Die Länge ist von der Kältemittelmasse und den Kältemittelzuständen im Kondensator abhängig. Die mittlere Dichte des Kältemittels innerhalb des Unterkühlungsteils entspricht dem Mittelwert aus den Dichten am Ein- und Austritt zur Zeit  $t_s$  nach Formel (21), beide sind aus dem vorhergehenden Zyklus her bekannt.

$$\rho_{R,sub,s} = \frac{\rho_{R,G,aus,s} + \rho_{R,G,siede,s}}{2} \quad (21)$$

Gleichung (22) beschreibt die Kältemittelmasse in einer Zelle des Kondensators in Abhängigkeit der Längen des Unterkühlungs- und des Kondensationsteils, wobei letztere als Differenz von Plattenlänge  $l_{Pl}$  und  $l_{sub}$  ausgedrückt wird.  $A_{R,G,cs}$  ist die Querschnittsfläche des Kältemittelkanals einer Zelle.

$$m_{R,G,Zelle,s} = A_{R,G,cs} \cdot [(l_{Pl} - l_{sub,s}) \cdot \rho_{R,cond,s} + l_{sub,s} \cdot \rho_{R,sub,s}] \quad (22)$$

Durch umformen der Formel (22) nach der mittleren Dichte im Kondensationsteil  $\rho_{R,cond,s}$  folgt (23).

$$\rho_{R,cond,s} = \frac{\frac{m_{R,G,Zelle,s}}{A_{R,G,cs}} - l_{sub,s} \cdot \rho_{R,sub,s}}{l_{Pl} - l_{sub,s}} \quad (23)$$

Nun sind also die mittleren Kältemitteldichten im Kondensations- und Unterkühlungsgebiet zur Startzeit  $t_s$  bekannt. Diese werden für den folgenden Zeitschritt  $\Delta t$  als unveränderlich angesehen. Für die Berechnung der mittleren Länge des Unterkühlungsteils wird Formel (24) nach  $l_{sub}$  umgeformt, was zu Gleichung (25) führt.

$$m_{R,G,Zelle} = A_{R,G,cs} \cdot [(l_{Pl} - l_{sub}) \cdot \rho_{R,cond,s} + l_{sub} \cdot \rho_{R,sub,s}] \quad (24)$$

In (25) wird der mittlere Kältemittelmasseninhalt einer Zelle während  $\Delta t$  verwendet und die Kältemitteldichten, wie weiter oben schon erwähnt, zum Startzeitpunkt  $t_s$ . Die Länge  $l_{sub}$  entspricht der mittleren Länge dieses Abschnitts während des Zeitschrittes  $\Delta t$ .

$$l_{sub} = \frac{\frac{m_{R,G,Zelle}}{A_{R,G,cs}} - l_{pl} \cdot \rho_{R,cond,s}}{\rho_{R,sub,s} - \rho_{R,cond,s}} \quad (25)$$

Die mittlere Länge des Kondensationsteils während  $\Delta t$  folgt dann schliesslich aus (26).

$$l_{cond} = l_{pl} - l_{sub} \quad (26)$$

Wenn  $l_{sub}$  grösser als Null ist, erfolgt im Kondensator eine Unterkühlung des Kältemittels. Ein Teil des Kältemittels liegt als Flüssigkeit (ausserhalb des Zweiphasengebietes) vor, da im Volumen des Kondensators die darin enthaltene Masse in zweiphasigem Zustand keinen Platz finden würde. Das Volumen des Unterkühlungsgebietes kann mit Hilfe der Länge  $l_{sub}$  und dem gesamten kältemittelseitigen Volumen einer Zelle  $V_{R,G,Zelle}$  berechnet werden (27).

$$V_{R,sub} = V_{R,G,Zelle} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{pl}} \quad (27)$$

Aus dem Volumen des Unterkühlungsteils und der mittleren Kältemitteldichte kann nach (28) auf die Kältemittelmasse des unterkühlten Kältemittels geschlossen werden.

$$m_{R,sub} = V_{R,sub} \cdot \rho_{R,sub} \quad (28)$$

Damit sind auch das Volumen und die Kältemittelmenge im Kondensationsgebiet einfach zu bestimmen, (29) und (30).

$$V_{R,cond} = V_{R,G,Zelle} - V_{R,sub} \quad (29)$$

$$m_{R,cond} = m_{R,G,Zelle} - m_{R,sub} \quad (30)$$

Der Endwert von  $l_{sub,e}$  kann aus dem Startwert  $l_{sub,s}$  und dem Mittelwert  $l_{sub}$  mit Formel (31) ermittelt werden.  $l_{sub,e}$  wird im nächsten Zyklus dann wiederum als  $l_{sub,s}$  verwendet.

$$l_{sub,e} = 2 \cdot l_{sub} - l_{sub,s} \quad (31)$$

Nach diesen allgemeinen Berechnungen werden ab hier Entscheidungen über die weiter zu verwendenden Ansätze getroffen. Abbildung 16 zeigt die möglichen Varianten.

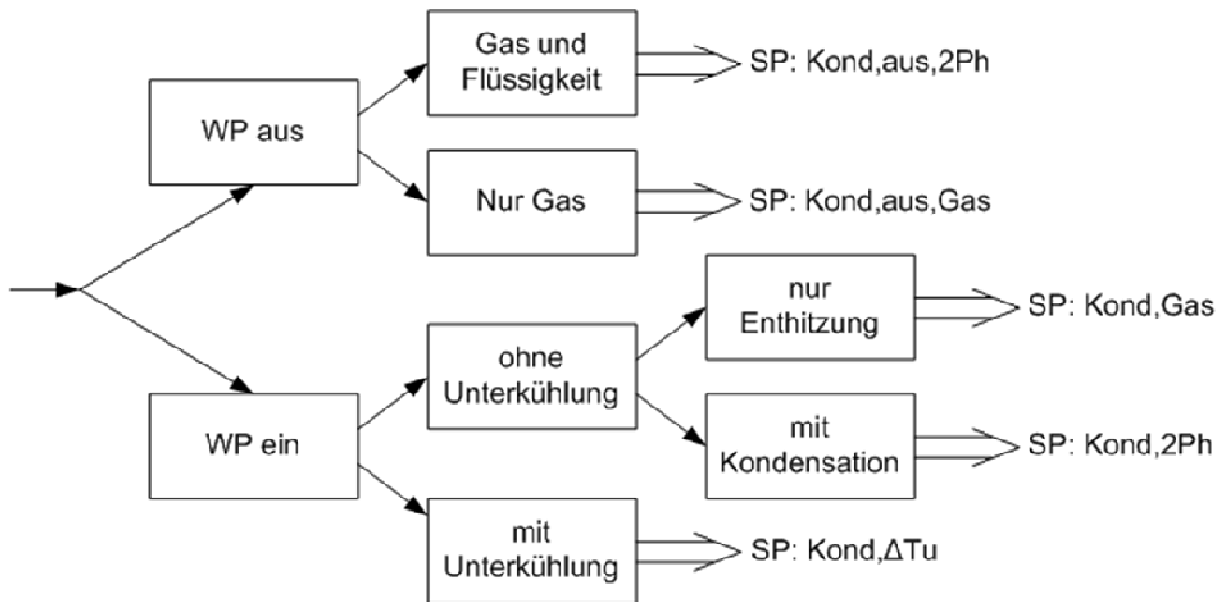


Abbildung 16: Wahl der Unterprogramme für unterschiedliche Zustände

Liegt bei eingeschalteter Wärmepumpe eine Unterkühlung vor, so wird im Weiteren das Subprogramm „Kond,ΔTu“ verwendet. Fehlt die Unterkühlung, so findet je nach Kältemittelmasse im Kondensator eines der Subprogramme „Kond,2Ph“ oder „Kond,Gas“ Verwendung. Die Entscheidung erfolgt anhand der mittleren Kältemitteldichte  $\rho_{R,G,ave}$  im Kondensator bzw. im Kondensationsteil nach (32).

$$\rho_{R,G,ave} = \frac{m_{R,G,Zelle}}{V_{R,cond}} = \frac{m_{R,G,Zelle}}{V_{R,G}} \quad (32)$$

Ist  $\rho_{R,G,ave}$  kleiner als der Grenzwert  $\rho_{grenz}$  nach (33), so wird nur Gas enthalten sein und die Wahl fällt zu Gunsten des Subprogramms „Kond,Gas“. Sonst sind Gas und zweiphasiges Kältemittel nebeneinander vorhanden und es wird das Subprogramm „Kond,2Ph“ verwendet.

$$\rho_{grenz} = \frac{\rho_{R,G,ein} + \rho_{R,G,\tau}}{2} \quad (33)$$

Der Grenzwert  $\rho_{grenz}$  entspricht dem Mittelwert aus der Kältemitteldichte am Eintritt des Kondensators ( $\rho_{R,G,ein}$ ) und der Dichte des gesättigten Kältemitteldampfes beim entsprechenden Druck ( $\rho_{R,G,\tau}$ ), Abbildung 17 soll dies verdeutlichen.

Strömt dem Kondensator gasförmiges Kältemittel zu, so wird dieses nach dem Durchlaufen abgekühlt wieder austreten. Je näher der Austrittszustand auf der Isobare  $p_{HD}$  der Taulinie kommt, desto höher wird die Dichte des Kältemittels. Soll nun die mittlere Dichte des Gases innerhalb des Kondensators möglichst gross sein, so muss bei vorgegebener Dichte am Eintritt die Dichte am Austritt möglichst gross sein. Die grösste mögliche Dichte am Austritt ist die Dichte des gesättigten Dampfes, wenn der Zustand des austretenden Kältemittels noch ausserhalb des Zweiphasengebietes liegen soll. Somit stellt der Grenzwert nach (33) also die grösstmögliche mittlere Dichte dar die mit reiner Gasfüllung erreichbar ist.

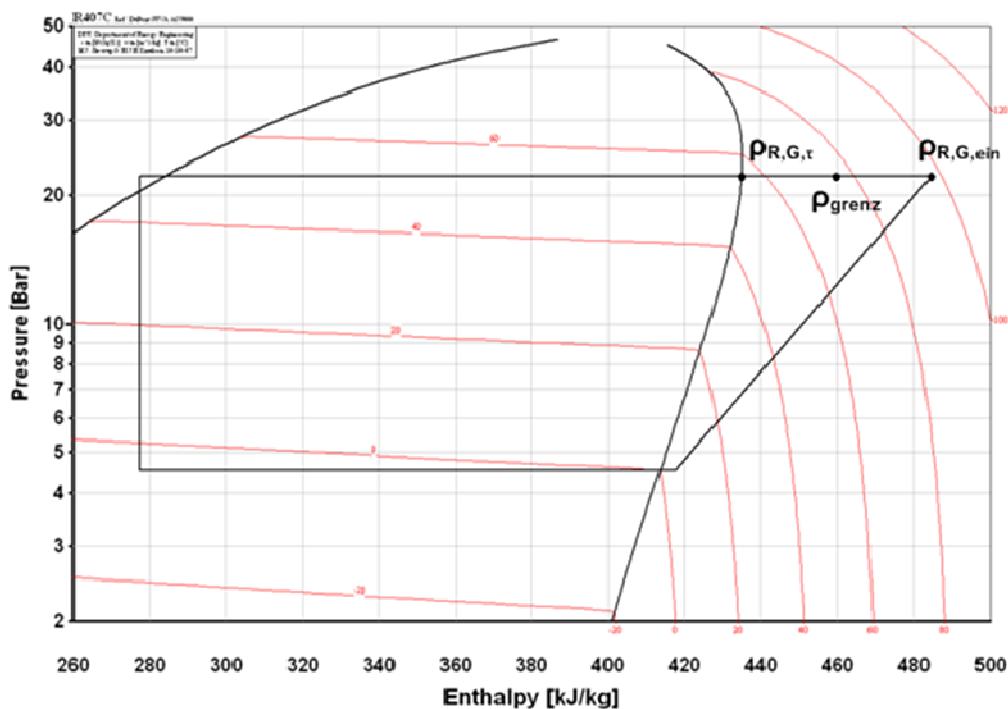


Abbildung 17: Erläuterungen zur Bestimmung der Dichte

In Abbildung 15 sind die zwei möglichen Zustände im Kondensator bei ausgeschalteter Wärmepumpe dargestellt. Auf der linken Seite ist Gas und Flüssigkeit vorhanden. Der Druck von reinen Stoffen ist hier nur von der Temperatur abhängig, bei Gemischen, wie zum Beispiel R407C, hat aber auch der Dampfgehalt einen Einfluss. Auf der linken Seite der Abbildung 15 ist nur Gas enthalten. Dieser Fall kann nach langen Stillstandzeiten vorkommen, wenn ein grosser Teil des Kältemittels zum kälteren Verdampfer weggeströmt ist. Der Kältemitteldruck ist dann von der Temperatur und der eingeschlossenen Kältemittelmenge abgänglich. Ist im Wärmetauscher Gas und Flüssigkeit vorhanden, so kommt das Subprogramm „Kond,aus,2Ph“ zum Einsatz. Falls nur Gas vorliegt wird das Subprogramm „Kond,aus,Gas“ ausgeführt. Die Entscheidung wird aufgrund der mittleren Dichte gemäss Formel (32) gefällt. Ist diese kleiner als die Dichte des gesättigten Dampfes beim aktuellen Hochdruck, so liegt nur gasförmiges Kältemittel vor, ist sie grösser, dann liegt sowohl gasförmiges wie auch flüssiges Kältemittel vor.

Je nach verwendetem Subprogramm aus Abbildung 16 werden unter Berücksichtigung der entsprechenden Gesetzmässigkeiten die Ausgabewerte des Kondensatormodells aus Tabelle 6 berechnet. Die Subprogramme sind im Anhang beschrieben.

### 3.4 Teilmodell: Expansionsventil

Das thermische Expansionsventil (TXV) soll die Druckdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer aufrechterhalten und den Kältemittelfluss zum Verdampfer so regeln, dass nur vollständig verdampftes Kältemittel zum Kompressor gelangt. Das Kältemittel soll also am Verdampferaustritt gegenüber der Verdampfungstemperatur überhitzt sein. Es vergleicht im Prinzip die Kältemitteltemperatur am Austritt des Verdampfers mit der Verdampfungstemperatur und öffnet dann je nach Überhitzung am Austritt mehr oder weniger. In Abbildung 18 wird die Anordnung des Ventils gezeigt. Das überhitzte Kältemittel am Austritt des Verdampfers erwärmt das Rohr, in dem es fliesst und das Rohr wiederum den Temperaturfühler des Expansionsventils. Dieser nimmt die Temperatur  $T_{\text{Fühler}}$  an, woraus sich je nach Art der Kältemittelfüllung im Fühler ein definierter, zur Temperatur gehörender Druck einstellt. Dieser Druck wird mit dem Verdampfungsdruck  $p_{\text{ND}}$  verglichen, welcher von der Verdampfungstemperatur im Verdampfer abhängig ist. Die beiden Drücke wirken von unterschiedlicher Seite her auf die Membran einer federbelasteten Ventalnadel, die sich je nach Druckdifferenz mehr oder



weniger vom Ventilsitz abhebt und so den Öffnungsquerschnitt verändert. Abhängig von Kondensationsdruck und Verdampfungsdruck fließt dann der Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{R,X}$  durch das Ventil. Die Enthalpie des Kältemittels bleibt bei der Drosselung im Ventil ungefähr konstant.

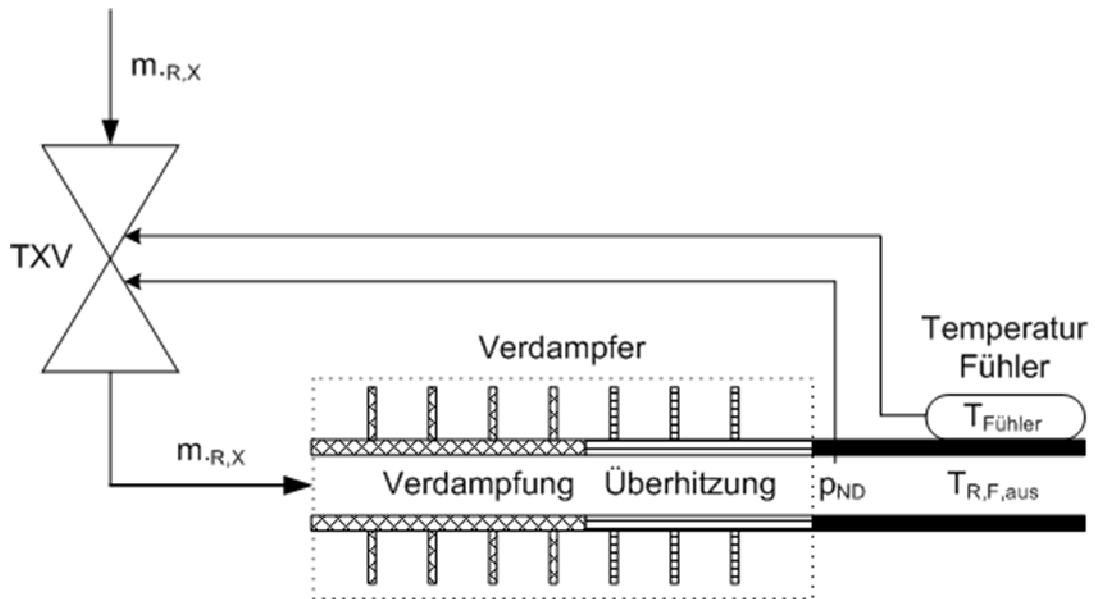


Abbildung 18: Wirkungsweise des Expansionsventils

In Tabelle 8 sind die Vorgabewerte für das Modell des Expansionsventils aufgeführt. Diese sind notwendig, um die Berechnungen durchführen zu können. Sie stammen aus den Modellen der anderen Komponenten oder sind konstante Vorgabewerte. Weitere, in der Tabelle nicht enthaltene Vorgabewerte wie die Fühlertemperatur werden ebenfalls gebraucht, um den Zustand des Ventils zu beschreiben.

Tabelle 8: Vorgabewerte zum Expansionsventilmodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Herkunft
$\Delta t$ [s]	Zeitschritt	Konstante
$\Delta T_{\ddot{u},s}$ [s]	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer	Verdampfer
ein,aus [-]	Wärmepumpe ein- oder ausgeschaltet	Konstante
$h_{R,G,aus}$ [kJ/kg]	Enthalpie des Kältemittels am Kondensatoraustritt	Kondensator
$p_{HD,s}$ [kPa]	Kältemittelhochdruck	Kondensator
$p_{ND,s}$ [kPa]	Kältemittelniederdruck	Verdampfer
$r\$$ [-]	Kältemitteltyp, z.B. R407C	Konstante

Das Modell des Expansionsventils gibt die in der Tabelle 9 gezeigten Ausgabewerte aus. Diese Werte werden als Vorgabewerte in nachfolgenden Modellen verwendet.

Tabelle 9: Ausgabewerte zum Expansionsventilmodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Zweck
$h_{R,X,aus}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Austritt des Ventils	Vorgabewert
$\dot{m}_{R,X,e}$ [kg/s]	Massenstrom durch das Ventil	Vorgabewert

Das Modell des Expansionsventils benötigt insgesamt 6 Eingabe-Parameter. Drei davon können aus den Angaben im Datenblatt bestimmt werden, die anderen drei müssen abgeschätzt werden. In Tabelle 10 sind die Eingabe-Parameter und deren Herkunft aufgeführt.

Tabelle 10: Eingabe-Parameter zum Expansionsventilmodell

Parameter	Beschreibung	Herkunft
$a_x$ [C]	Statische Überhitzung	Datenblatt
$b_x$ [C]	Überhitzung bei max. Öffnung	Datenblatt
$cp_{\text{Fühler}}$ [J/(kg·K)]	Spez. Wärmekapazität des Fühlers	Abschätzung
$C_{\text{val}}$ [-]	Ventilkonstante	Berechnung aus Datenblatt
$m_{\text{Fühler}}$ [kg]	Masse des Fühlers	Abschätzung
$UA_{\text{Fühler}}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Fühler und Sauggasleitung	Abschätzung

Die Parameter  $a_x$  und  $b_x$  in Tabelle 10 werden üblicherweise im Datenblatt zu den Standardeinstellungen des Ventils vorgegeben. In der Praxis können sich diese Werte bei der Einstellung der Überhitzung aber ändern.

Die Öffnung des Ventils wird sich je nach Überhitzung zwischen 0 und 1 bewegen. Da es für uns unmöglich war an konkrete Herstellerdaten (z.B. Füllung des Temperaturfühlers) der Expansionsventile zu gelangen, wird ein vereinfachtes stetiges Modell der Öffnungsfläche als Funktion der Überhitzung verwendet. Die Abhängigkeit zwischen Überhitzung und Öffnungsquerschnitt verläuft wie in Abbildung 19 dargestellt nach Formel (34). Für die Kennlinie zwischen den Punkten  $a_x$  und  $b_x$  wird bewusst keine Gerade gewählt, da sonst Unstetigkeiten entstehen, die im Simulationsprogramm zu Problemen führen können. Die Konstante  $a_x$  entspricht der Überhitzung, bei der die Ventalnadel gerade beginnt, den Ventilsitz zu öffnen, sie wird statische Überhitzung genannt. Die Konstante  $b_x$  entspricht der Überhitzung, bei der gerade die maximale Ventilöffnung erreicht wird.

$$\text{Öffnung} = \left[ 1 - \cos \left( \frac{180^\circ}{(b_x - a_x)} \cdot (\Delta T_{\text{ü}} - a_x) \right) \right] \cdot \frac{1}{2} \quad (34)$$

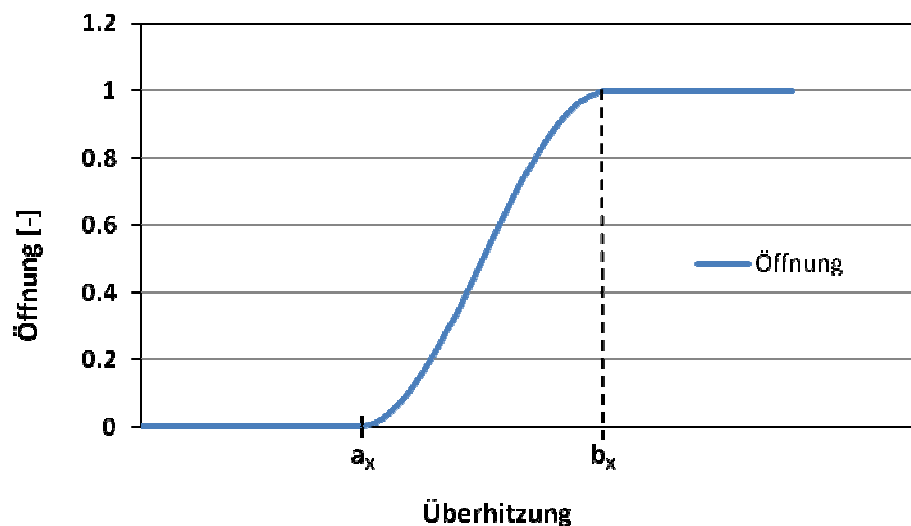


Abbildung 19: Eingesetzte Kennlinie des Expansionsventils

Der Kältemittelmassenstrom  $m_{R,X}$ , der durch das Ventil fließt, ist neben dem Öffnungsquerschnitt auch von der Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Expansionsventils und von der Dichte  $\rho_{\text{fl}}$  des Kältemittels vor dem Expansionsventil abhängig. Die Berechnung kann gemäss [20] nach den Formeln (35) und (36) erfolgen. Beim Wert  $dp$  handelt es sich um einen Erfahrungswert, der die Druckverluste vor und nach dem Expansionsventil berücksichtigt.

$$dp=0.55 \cdot (p_{HD}-p_{ND}) \quad (35)$$

$$\dot{m}_R = C_{val} \cdot \text{Öffnung} \cdot \sqrt{\rho_{fl} \cdot dp} \quad (36)$$

Die Ventilkonstante  $C_{val}$  muss, wie im Anhang beschrieben, aus dem Datenblatt bestimmt werden. Um eine realistische Ventilcharakteristik zu erlangen, wurde der Temperaturfühler des Ventils mit einer thermischen Trägheit durch die Masse des Fühlers eingeführt. Der Wärmeübergang zwischen Kältemittelaustrittsleitung des Verdampfers und dem Fühler wird durch die Wärmeübergangszahl  $UA_{Fühler}$  beschrieben. In Abbildung 20 soll dieser Wärmeübergang erläutert werden.

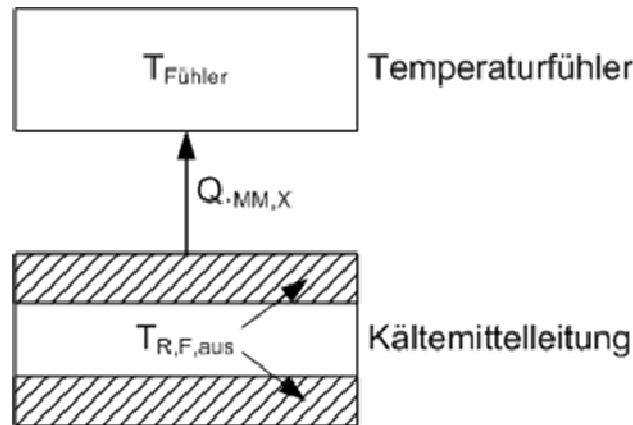


Abbildung 20: Wärmeübergang zum Temperaturfühler

Die Kältemittelleitung am Ausgang des Verdampfers wird vom überhitzten Kältemittel durchströmt. Es wird davon ausgegangen, dass das Rohr dabei die Temperatur  $T_{R,F,aus}$  des Kältemittels annimmt, da der Wärmefluss sehr gering ist und die Wärmeübertragung innerhalb des Rohrs durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit gut ist. Der Temperaturfühler hat zu Beginn eines Berechnungszyklus die Temperatur  $T_{Fühler,s}$  und am Ende  $T_{Fühler,e}$ . Der Wärmestrom zwischen Rohr und Fühler berechnet sich nach Formel (37).

$$\dot{Q}_{MM,X} = UA_{Fühler} \cdot (T_{R,F,aus,s} - T_{Fühler,s}) \quad (37)$$

Für die Temperaturen in (37) werden der Einfachheit halber die Startwerte und nicht die Mittelwerte während  $\Delta t$  eingesetzt. Ansonsten könnte die Berechnung erst nach der Simulation des Verdampfers fertig gestellt werden. Diese Vereinfachung schränkt die Genauigkeit des Simulationsmodells nicht massgeblich ein, da die Zeitkonstanten der hier betrachteten Komponenten im Verhältnis zur Simulationsschrittweite lang sind. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{MM,X}$  bewirkt eine Veränderung der Fühlertemperatur, deren Endwert wird nach (38) berechnet.

$$T_{Fühler,e} = T_{Fühler,s} + \frac{\dot{Q}_{MM,X}}{c_{pFühler} \cdot m_{Fühler}} \quad (38)$$

Durch die Fühler- und Verdampfungstemperatur ist nach (39) die Überhitzung gegeben. Die Verdampfungstemperatur wird aus dem Kältemittelniederdruck berechnet.

$$\Delta T_{\ddot{u}} = \frac{T_{Fühler,s} + T_{Fühler,e}}{2} - T_{ev} \quad (39)$$

Somit sind alle Parameter bekannt, um mit den Formeln (34), (35) und (36) den Kältemittelmassenstrom durch das Expansionsventil  $\dot{m}_{R,X}$  bestimmen zu können.

### 3.5 Teilmodell: Verdampfer

Die Verdampfer von Luft/Wasser Wärmepumpen bestehen grundsätzlich aus Rohren und luftseitigen Rippen. Vereinfacht kann dieser Wärmetauscher als quer angeströmtes, beripptes Rohr angesehen werden, wie es in Abbildung 21 zu sehen ist. Ein Teil des Rohres dient zur Verdampfung der Flüssigkeit aus dem zugeführten Gas-Flüssigkeitsgemisch. Anschliessend wird im zweiten Teil das Kältemittel überhitzt.

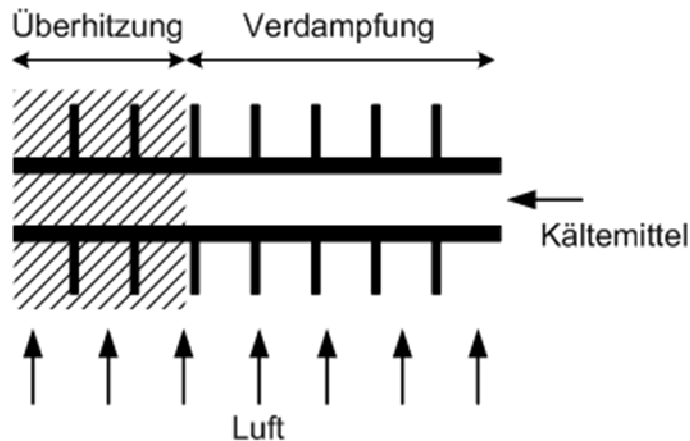


Abbildung 21: Verdampfermodell

Im realen Verdampfer wird das Kältemittel am Eintritt auf mehrere parallele Stränge aufgeteilt und jeder Strang läuft mehrere Male quer durch den Luftstrom. Mit dem Verdampfermodell wird ein solcher Strang abgebildet. Dieser wird als gerades, quer angeströmtes Rippenrohr mit der gleichen Rohrlänge wie ein Strang im realen Verdampfer angesehen. Bei den Berechnungen mit dem Modell werden der Kältemittelmassenstrom und der Luftstrom durch die Anzahl Stränge geteilt. Die gesamte Kälteleistung muss dann als Summe aller Strangleistungen berechnet werden.

In der Tabelle 11 sind die Vorgabewerte für das Verdampfermodell aufgeführt. Diese sind notwendig, um die Berechnungen durchführen zu können. Sie stammen aus den Modellen der anderen Komponenten oder sind konstante Vorgabewerte. Weitere, in der Tabelle nicht enthaltene Vorgabewerte wie Metalltemperaturen und Kältemittelmassen werden ebenfalls gebraucht, um den Zustand des Verdampfers zu beschreiben.

Tabelle 11: Vorgabewerte zum Verdampfermodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Herkunft
ein,aus [-]	Wärmepumpe ein- oder ausgeschaltet	Konstante
$\Delta t$ [s]	Zeitschritt	Konstante
$h_{R,F,ein}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Verdampfereintritt	Expansionsventil
$m_{L,F}$ [kg/s]	Quellenmassenstrom	Konstante
$m_{R,K,s}$ [kg/s]	Kältemittelmassenstrom am Austritt	Kompressor
$m_{R,X,s}$ [kg/s]	Kältemittelmassenstrom am Eintritt	Expansionsventil
$p_{ND,s}$ [kPa]	Kältemittelniederdruck	Verdampfer
$r\$$ [-]	Kältemitteltyp, z.B. R407C	Konstante
$T_{L,F,ein}$ [°C]	Lufttemperatur am Eintritt	Konstante

Das Modell des Verdampfers gibt die in Tabelle 12 gezeigten Ausgabewerte aus. Diese Werte werden als Vorgabewerte in den anderen Modellen verwendet.

Tabelle 12: Ausgabewerte zum Verdampfermodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Zweck
$h_{R,F,aus,e}$ [kJ/kg]	Enthalpie des Kältemittels am Verdampferaustritt	Vorgabewert
$p_{ND,e}$ [kPa]	Kältemittelniederdruck	Vorgabewert
$\Delta T_{\ddot{u}}$ [°C]	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer	Vorgabewert

Abbildung 22 zeigt das Modell des Verdampfers mit den zwei Gebieten für Verdampfung und Überhitzung. In beiden Gebieten wird der Metallstruktur des Verdampfers von der Quellenluft Wärme zugeführt, und von der Metallstruktur wird wiederum Wärme an das Kältemittel abgegeben. Die Temperatur der Metallmasse wird innerhalb eines Gebietes als homogen angesehen. Der zugeführte Luftmassenstrom ist während eines Zeitschrittes zeitlich konstant. Das eintretende Kältemittel aus dem Expansionsventil ist schon teilweise verdampft, dh. der Dampfgehalt ist grösser als null. Beim Durchströmen verdampft das Kältemittel dann mehr oder weniger. In den meisten Fällen erfolgt dann noch eine Überhitzung des Kältemitteldampfes.

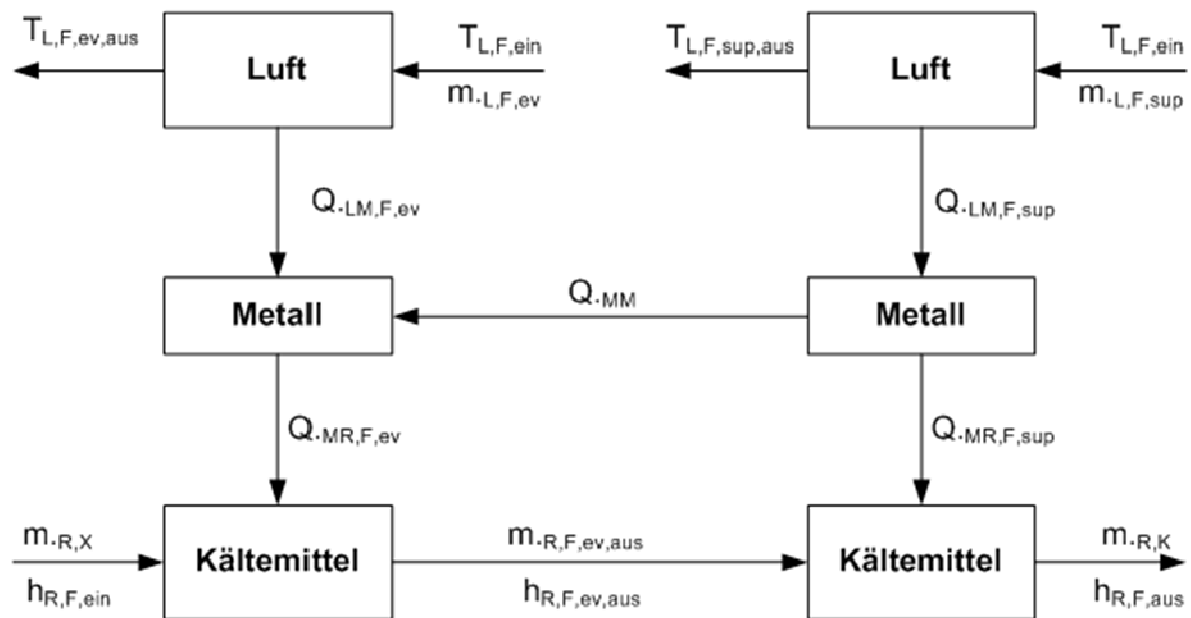


Abbildung 22: Detailmodell des Verdampfers

Während des instationären Betriebs ist der Kältemittelmassenstrom veränderlich. Dieser kann am Eintritt und am Austritt des Verdampfers unterschiedliche Werte annehmen, was zur Folge hat, dass sich die Kältemittelinhalte und die Volumina der einzelnen Gebiete ändern. Mit den Volumina ändern sich auch die Flächen die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehen. Es kann auch vorkommen, dass das Volumen des Überhitzungsgebiets zu null wird, was zu unterschiedlichen Betriebsbedingungen im Verdampfermodell führt. Dies muss bei der Berechnung berücksichtigt werden.

In Abbildung 23 sind die Zustände aufgezeichnet, die im Modell berücksichtigt sind. Ist die Kältemittelmasse im Verdampfer zum Beispiel nach dem Start der Wärmepumpe sehr gross, kommt es zu keiner Überhitzung des Kältemittels, wie in Abbildung 23 links dargestellt. Dadurch gelangt auch flüssiges Kältemittel zum Kompressor.

Nachdem sich die Füllmenge nach dem Anlaufen genügend reduziert hat, erfolgt dann eine Überhitzung des Kältemittels, wie auf der rechten Seite der Abbildung 23 zu sehen ist.

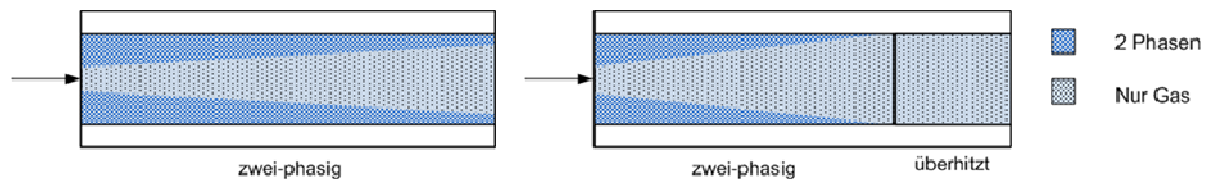


Abbildung 23: mögliche Zustände im Verdampfer bei eingeschalteter Wärmepumpe

Falls die Wärmepumpe ausgeschaltet ist, wird der Quellenvolumenstrom auf null gesetzt. Es gelten nun andere Modelle als im Betrieb. Der Verdampfer wird als Gefäß betrachtet, das im unteren Teil mit flüssigem Kältemittel gefüllt ist und im oberen mit gasförmigem, siehe Abbildung 24.

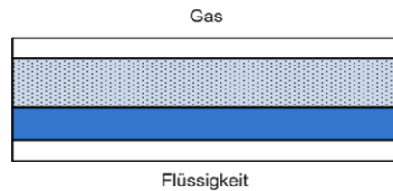


Abbildung 24: Verdampfer im Stillstand der Wärmepumpe

Im Stillstand der Wärmepumpe erfolgt aufgrund der Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck ein Kältemittelmassenstrom vom Kondensator zum Verdampfer. Es fließt so lange Kältemittel bis sich die Drücke ausgeglichen haben.

Das Verdampfermodell benötigt insgesamt 8 Eingabe-Parameter. Einer ist eine Konstante, einer muss abgeschätzt werden und sechs davon können vom realen Bauteil Verdampfer übernommen werden, wobei nicht alle der sechs Parameter direkt im Datenblatt stehen. Es ist aber im Normalfall möglich diese Parameter aus den Angaben im Datenblatt zu berechnen. In Tabelle 13 sind die Eingabe-Parameter und deren Herkunft aufgeführt.

Tabelle 13: Eingabe-Parameter zum Verdampfermodell

Parameter	Beschreibung	Herkunft
$A_{F,Rippen}$	Totale Rippenfläche	Datenblatt
$b_{Rippe}$	Rippendicke	Datenblatt
$d_{a,L,F}$	Aussendurchmesser des Rohres	Datenblatt
$d_{i,R,F}$	Innendurchmesser des Rohres	Datenblatt
$l_{F,Rohr}$	Länge des Rippenrohres	Datenblatt
$l_{F,Rippe}$	Rippenteilung	Datenblatt
$\dot{m}_{L,F}$	Luftmassenstrom der Quelle	Konstante Vorgabe
$UA_{MM}$	Wärmeübertragungskoeffizient des Metalls zwischen Verdampfungs- und Überhitzungsteil	Abschätzung

Hinweise zur Ermittlung der Eingabe-Parameter sind im Anhang zu finden.

## Berechnungen

Im Folgenden wird die Berechnung des Verdampfermodells während dem Zeitschritt  $\Delta t = t_e - t_s$  beschrieben. Das Modell des Verdampfers wird als ein Rippenrohr angesehen. Die Startwerte aller Größen sind dabei bekannt. Der gesamte Kältemittelmasseninhalt kann aus dem Startwert, dem zu- und dem abfließenden Kältemittelmassenstrom berechnet werden. Formel (40) gibt den mittleren Kältemittelinhalt während dem Zeitschritt  $\Delta t$  an, (41) den Inhalt am Ende des Zeitintervalls.

$$m_{R,F,Strang} = m_{R,F,Strang,s} + (\dot{m}_{R,X,s} + \dot{m}_{R,K,s}) \cdot \frac{\Delta t}{2 \cdot AnzStrang} \quad (40)$$

$$m_{R,F,Strang,e} = m_{R,F,Strang,s} + (\dot{m}_{R,X,s} + \dot{m}_{R,K,s}) \cdot \frac{\Delta t}{AnzStrang} \quad (41)$$

Als nächstes wird die Länge des Überhitzungssteils  $l_{sup}$  bestimmt. Je nachdem, ob diese grösser als Null ist oder nicht, wird im Verdampfer Kältemittel überhitzt oder nicht. Die Länge ist von der Kältemittelmasse und den Kältemittelzuständen im Verdampfer abhängig. Die mittlere Dichte des Kältemittels innerhalb des Überhitzungssteils entspricht dem Mittelwert aus den Dichten am Ein- und Austritt zur Zeit  $t_s$ , Formel (42), beide sind aus dem vorhergehenden Zyklus her bekannt.

$$\rho_{R,sup,s} = \frac{\rho_{R,F,t,s} + \rho_{R,F,aus,s}}{2} \quad (42)$$

Die Formel (43) beschreibt die Kältemittelmasse im Verdampfer in Abhängigkeit der Längen des Überhitzungs- und des Verdampfungssteils.  $A_{R,F,tub,cs}$  ist die Querschnittsfläche im Inneren des Rohres.

$$m_{R,F,Strang,s} = A_{R,F,tub,cs} \cdot [l_{ev,s} \cdot \rho_{R,ev,s} + l_{sup,s} \cdot \rho_{R,sup,s}] \quad (43)$$

Durch umformen der Gleichung (43) nach  $\rho_{R,ev,s}$  folgt (44).

$$\rho_{R,ev,s} = \frac{\frac{m_{R,F,Strang,s}}{A_{R,F,tub,cs}} - l_{sup,s} \cdot \rho_{R,sup,s}}{l_{ev,s}} \quad (44)$$

Nun sind also die mittleren Kältemitteldichten im Verdampfungs- und Überhitzungsgebiet zur Startzeit  $t_s$  bekannt. Diese werden für den folgenden Zeitschritt  $\Delta t$  als unveränderlich angesehen. Für die Berechnung der mittleren Länge des Überhitzungssteils wird die Formel (45) nach  $l_{sup}$  umgeformt, was zu (46) führt. Die Länge  $l_{ev}$  wird dabei als Differenz von Länge  $l_{F,Rohr}$  des Rippenrohrs und  $l_{sup}$  ausgedrückt. Als Hinweis soll hier vermerkt werden, dass die Länge  $l_{F,Rohr}$  der Länge eines einzelnen Strangs des realen Verdampfers entspricht.

$$m_{R,F,Strang} = A_{R,F,tub,cs} \cdot [(l_{F,Rohr} - l_{sup}) \cdot \rho_{R,ev,s} + l_{sup} \cdot \rho_{R,sup,s}] \quad (45)$$

In (46) wird der mittlere Kältemittelmasseninhalt während  $\Delta t$  verwendet, und die Kältemitteldichten, wie weiter oben schon erwähnt, zum Startzeitpunkt  $t_s$ .

$$l_{sub} = \frac{\frac{m_{R,F,Strang}}{A_{R,F,tub,cs}} - l_{F,Rohr} \cdot \rho_{R,ev,s}}{\rho_{R,sup,s} - \rho_{R,ev,s}} \quad (46)$$

Die mittlere Länge des Verdampfungssteils folgt dann schliesslich aus (47).

$$l_{ev} = l_{F,Rohr} - l_{sup} \quad (47)$$

Wenn  $l_{sup}$  grösser als Null ist, erfolgt im Verdampfer eine Überhitzung des Kältemittels. Das Volumen des Überhitzungsgebietes kann mit Hilfe der Länge  $l_{sup}$  und dem kältemittelseitigen Volumen des Rippenrohrs  $V_{R,F,Strang}$  berechnet werden (48).

$$V_{R,sup} = V_{R,F,Strang} \cdot \frac{l_{sup}}{l_{F,Rohr}} \quad (48)$$

Aus dem Volumen des Überhitzungsteils und der mittleren Kältemitteldichte kann nach (49) auf die Kältemittelmasse geschlossen werden.

$$m_{R,sup} = V_{R,sup} \cdot \rho_{R,sup} \quad (49)$$

Damit sind auch das Volumen und die Kältemittelmenge im Verdampfungsgebiet einfach zu bestimmen, (50) und (51)

$$V_{R,ev} = V_{R,F,Strang} - V_{R,sup} \quad (50)$$

$$m_{R,ev} = m_{R,F,Strang} - m_{R,sup} \quad (51)$$

Nach diesen allgemeinen Berechnungen werden ab hier Entscheidungen über die weiter zu verwendenden Ansätze getroffen. Abbildung 25 zeigt die möglichen Varianten.

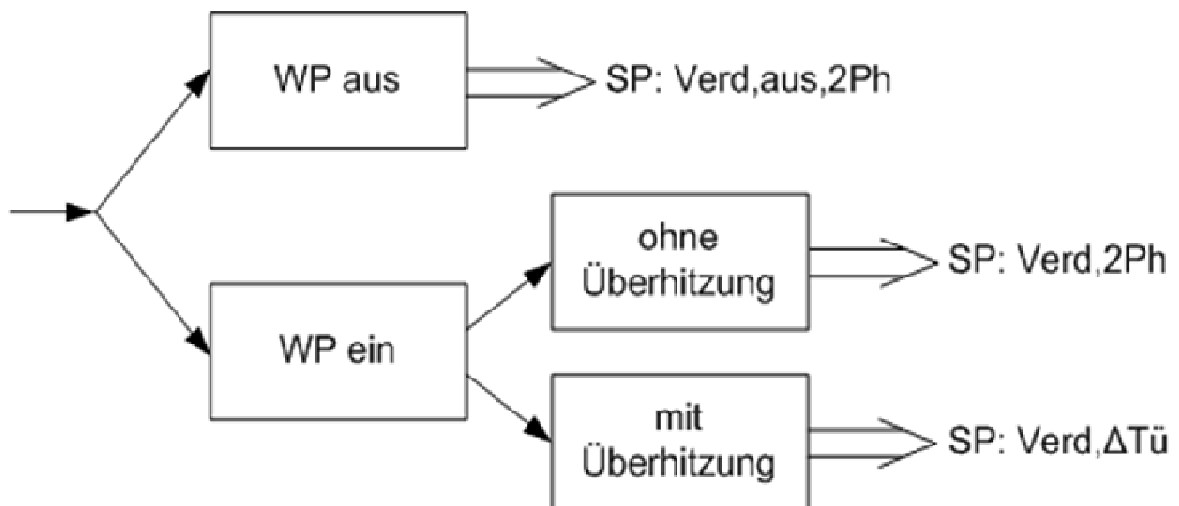


Abbildung 25: Wahl der Unterprogramme des Verdampfers für unterschiedliche Zustände

Liegt bei eingeschalteter Wärmepumpe eine Überhitzung vor, so wird im Weiteren das Subprogramm „Verd,ΔTü“ verwendet. Fehlt die Überhitzung, so findet das Subprogramm „Verd,2Ph“ Verwendung. Es wird davon ausgegangen, dass im Verdampfer niemals nur Gas enthalten sein wird. Im Kondensator wurde diese Möglichkeit in Betracht gezogen, da im Stillstand flüssiges Kältemittel zum Verdampfer abfließt und so mit der Zeit der Vorrat an flüssigem Kältemittel schwindet. Diese Situation kann im Verdampfer ausser in einem Störfall nicht vorkommen.

Bei abgeschalteter Wärmepumpe trennen sich durch die Schwerkraft Flüssigkeit und Gas, im unteren Teil des Verdampfers sammelt sich die Flüssigkeit an und verdrängt das Gas in den oberen Teil, wie in Abbildung 24 gezeigt wird. Der Druck von reinen Stoffen ist hier nur von der Temperatur abhängig, bei Gemischen, wie zum Beispiel R407C, hat aber auch der Dampfgehalt einen Einfluss.

Mit den drei Subprogrammen aus Abbildung 25 werden unter Berücksichtigung der entsprechenden Gesetzmässigkeiten die Ausgabewerte aus der Tabelle 12 berechnet. Die Berechnungen der Subprogramme sind im Anhang beschrieben.



#### 4. Verifikation des Luft/Wasser Wärmepumpenmodells

Die Detailmodelle der einzelnen Komponenten mussten verifiziert werden. Dies geschah durch die Vorgabe der Eingabeparameter der einzelnen Modelle durch realistische Werte und der Überprüfung, ob sich die Ausgabeparameter qualitativ richtig verhalten. Nach dem die Teilmodelle zufriedenstellende Ausgaben lieferten, sind diese zu einem Gesamtmodell zusammengefügt worden.

Nach der Fertigstellung des Gesamtmodells für die Wärmepumpe wurde überprüft, ob dieses auch zuverlässige Ergebnisse liefert. Dazu wurden an zwei Luft/Wasser Wärmepumpen im Labor Messungen durchgeführt, wobei während Start- und Taktvorgängen alle relevanten Größen wie Temperaturen, Drücke, Senkenvolumenstrom und Leistungen gemessen wurden.

Die beiden Wärmepumpen werden im Folgenden mit WP1 und WP2 bezeichnet. Die Messungen und Messunsicherheiten sind im Kapitel 2 beschrieben. Mit dem Gesamtmodell wurden bei denselben Randbedingungen wie bei den durchgeführten Messungen Simulationen durchgeführt. Die Simulationen und Messungen beginnen jeweils mit dem Startvorgang und werden dann für 40 Minuten Betrieb weitergeführt. Anschliessend wurden die Resultate mit den Messungen verglichen.

Nach einigen Anpassungen am Simulationsmodell zeigten die Ergebnisse der Simulation eine gute Übereinstimmung mit den Messungen, es wurden dieselben Beharrungswerte erreicht und auch die zeitlichen Verläufe stimmen gut überein. Angepasst wurden die folgenden Parameter:

- Wärmeübergangskoeffizient zwischen Metall und Luft
- Wärmeübergangskoeffizient zwischen Metall und Kältemittel im Kondensator

Die Grösse der Korrekturfaktoren liegt bei Faktor 2 im Kondensationsgebiet zwischen Metall und Kältemittel. Dies lässt sich erklären, wenn man die grosse Unsicherheit von Wärmeübergangskorrelationen im Zweiphasengebiet bedenkt. Die Korrekturfaktoren sind so gewählt, dass Simulation und Messung dieselben Beharrungswerte erreichen.

Der Korrekturfaktor zwischen Luft und Metall liegt bei 6. Diese deutliche Abweichung rührt daher, dass der verwendete Wärmeübertragungsansatz für einen glatten Spalt gilt und die Anlaufstrecke nicht berücksichtigt. Wie Abbildung 26 zeigt, ist der Einfluss der Anlaufstrecke aber gerade bei den kurzen Überströmungslängen des Rippenrohrs im Verdampfer gross, da die Wärmeübergangszahl da deutlich höher ausfällt.

Die Wärmepumpe selbst verwendet am Verdampfer eine Spezialgeometrie der Finnen, die mit einem üblichen Ansatz für den Wärmeübergang nicht beschrieben werden kann. Nach dem gewählten Ansatz liegt die Wärmeübergangszahl zwischen Luft und Metall im Bereich von  $13 - 16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , durch die Korrektur folgen dann ca.  $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Nach [21] liegt der Wärmeübergangskoeffizient für erzwungene Konvektion bei Gasen im Bereich von  $25 - 265 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , siehe Abbildung 27. Der korrigierte Wert der Wärmeübergangszahl liegt somit zwar im möglichen Bereich der erzwungenen Konvektion, er müsste typischerweise aber etwas tiefer liegen, so ungefähr bei  $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

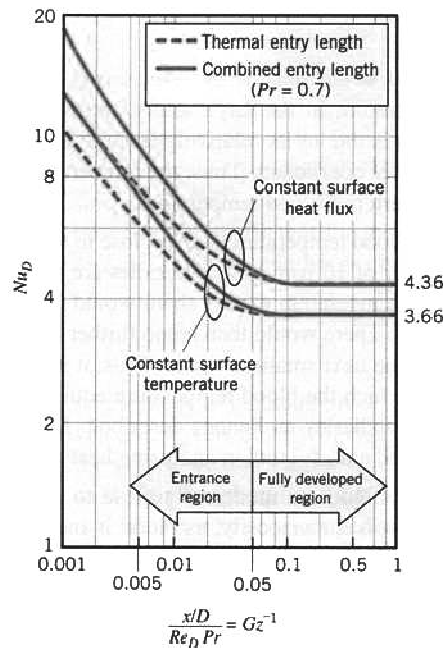


Abbildung 26: Nusseltzahl innerhalb der Anlaufstrecke [21]

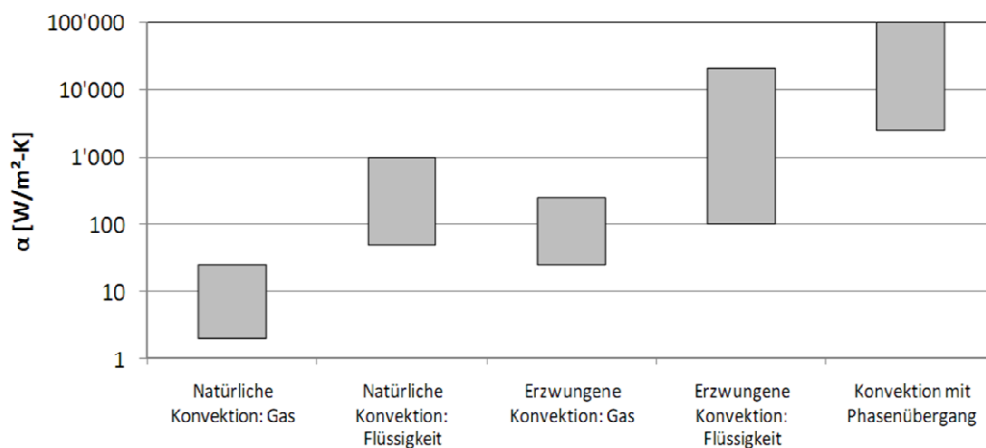


Abbildung 27: Bereiche von Wärmeübergangszahlen [21]

Diese klare Unterschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten wurde bei der Erstellung des Modells erwartet aber in Kauf genommen, da verlässliche Ansätze für die gegebene Geometrie nicht gefunden wurden und eine detaillierte Untersuchung zu zeitaufwändig gewesen wäre. Eine Aufteilung der Korrektur auf die Luft- und die Kältemittelseite wäre auch denkbar, trägt aber nicht zur Genauigkeit der Ergebnisse in Bezug auf die Taktverluste bei, wie in einer Sensitivitätsanalyse in Kapitel 4.8 ersichtlich ist. Ausser den hier erwähnten Anpasskonstanten wurden keine weiteren Werte im Modell verändert.

#### 4.1 Beschreibung der Wärmepumpe WP1

Bei der zuerst geprüften Wärmepumpe (WP1) handelt es sich um eine Luft/Wasser Wärmepumpe in gesplitteter Bauweise mit einer Heizleistung von knapp 9kW im Betriebspunkt A2/W35. Der eingebaute Kompressor ist ein Scroll-Kompressor vom Typ Copeland ZH30K4E-TFD für das Kältemittel R407C. Beim Kondensator handelte es sich um einen Plattenwärmetauscher des Typs GEA WTT GBS500H-34, in welchem 34 Platten verbaut sind. Das thermische Expansionsventil des Typs TX3-N25 stammt von Alco Controls und der Splitverdampfer der S-GVV Baureihe von Güntner. Das Kältemittel wird im Verdampfer auf 4 Stränge aufgeteilt und jeder Strang passiert die Querschnittsfläche 16 mal. Die gewählten Eingabeparameter, welche in der Software vorgegeben werden müssen, sind in

Tabelle 26 bis Tabelle 30 im Anhang aufgeführt. Die Erläuterungen zu den Parametern und deren Bestimmung sind im Kapitel 3 (Modelle) zu finden.

#### 4.2 Validierung mit WP1 bei Q3/S25

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit den Messungen an der realen Wärmepumpe WP1 verglichen. Die gestrichelt dargestellten Kurven sind Ergebnisse der Simulationen, die ausgezogenen entsprechen den Messwerten. Der Arbeitspunkt der Wärmepumpe ist Q3/S25, also eine Quelltemperatur von 3°C und eine Rücklauftemperatur der Senke von 25°C.

Aus Abbildung 26 ist ersichtlich, dass die berechneten, stationären Werte der Leistungen mit den gemessenen gut übereinstimmen.

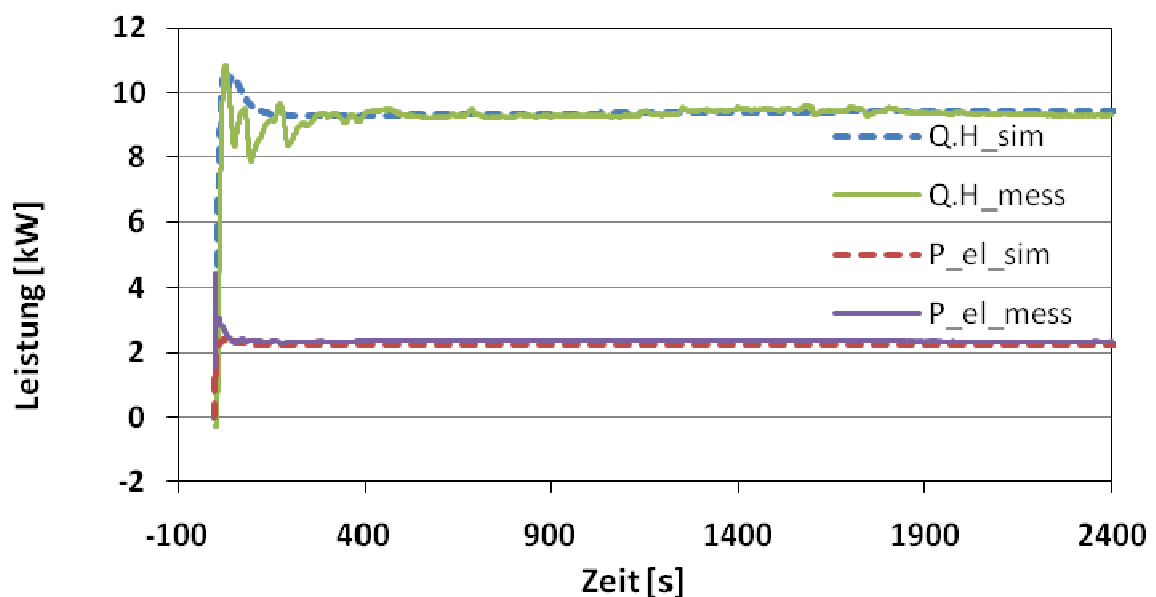


Abbildung 28: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q3/S25

Die Grafen aus Abbildung 28 sind in Abbildung 29 und Abbildung 30 über einen kleineren Bereich aufgetragen. Das zeitliche Verhalten beim Anlauf für Simulation und Messung sehen sich sehr ähnlich. Die grösste Differenz resultiert aus den Kältemittelsoszillationen durch die Regelung des Expansionsventils in der gemessenen Kurve. Die stationären Werte, das zeitliche Verhalten und die Höhe des Überschwingens werden vom Modell jedoch ausgezeichnet wiedergegeben.

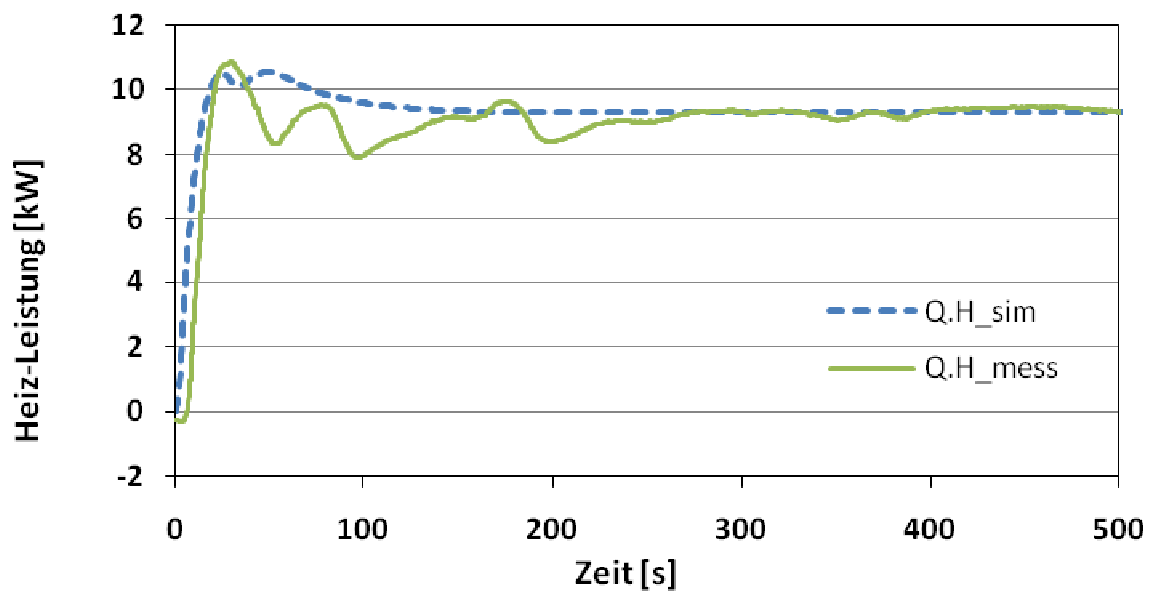


Abbildung 29: Vergleich der Heizleistung bei Q3/S25 (Anfahrverhalten)

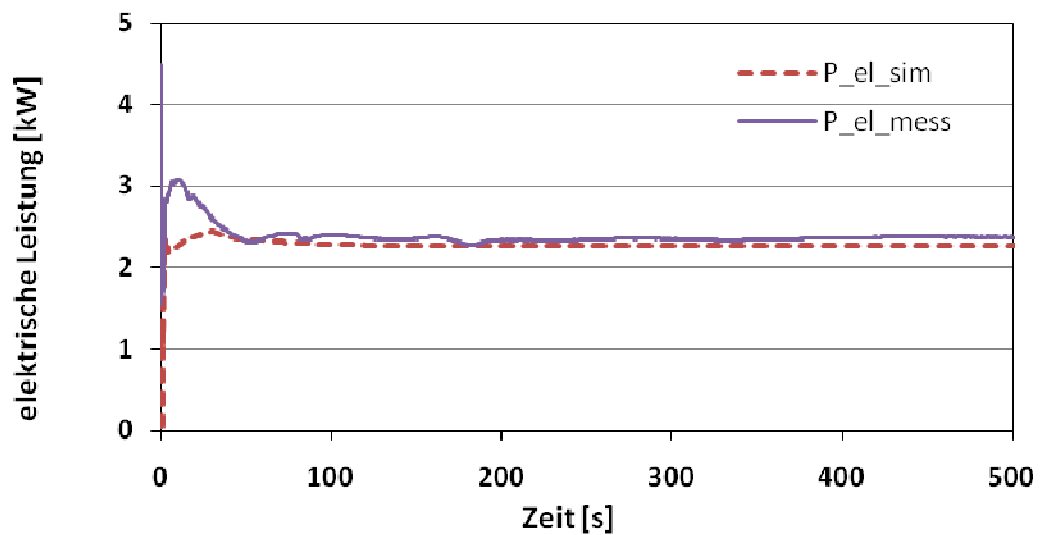


Abbildung 30: Vergleich der elektrischen Leistungsaufnahme bei Q3/S25

Auch die vorgelagerten Grössen zur Berechnung der Leistungen stimmen gut mit der Messung überein. Der Spitzenwert des Hochdrucks in Abbildung 31 kurz nach dem Anfahren wird in der Simulation nur teilweise abgebildet. Hauptgrund für die Unterschiede sind mit grosser Wahrscheinlichkeit die Differenzen im Expansionsventil. Während es sich im Simulationsmodell gutmütig verhält, führen in der Messung Oszillationen zu einem kurzzeitigen Überspringen. Die Beharrungswerte der Kältemitteldrücke aus der Simulation stimmen mit denen der Messung wieder gut überein.

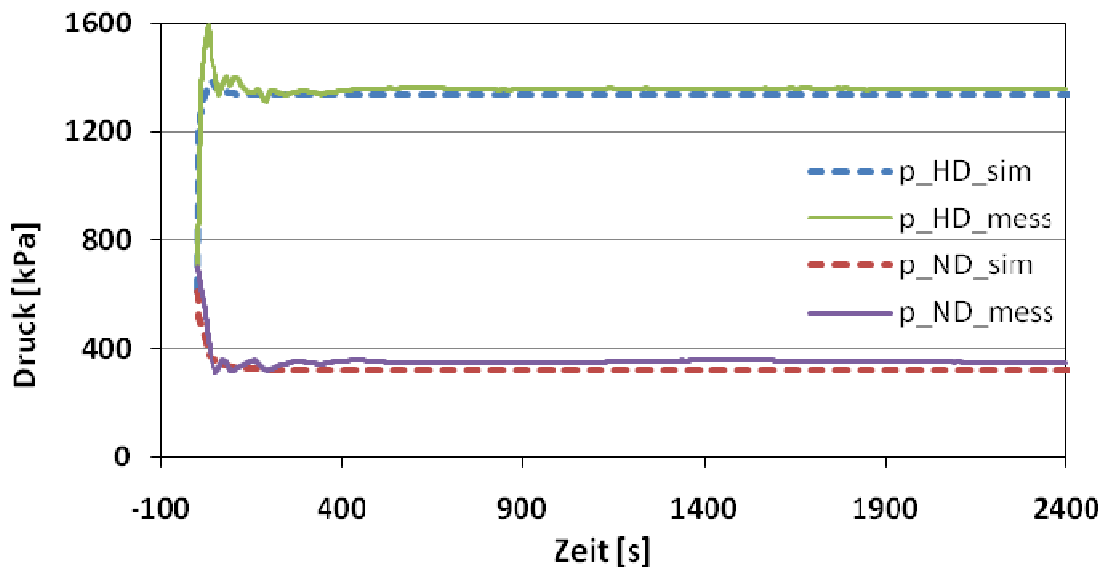


Abbildung 31: Vergleich der Kältemitteldrücke über einen Zyklus bei Q3/S25

Das starke Überspringen des Hochdruckes (siehe auch Abbildung 32) bei der Messung resultiert auch in einer kurzzeitig höheren elektrischen Leistung des Verdichters (Abbildung 30). Die quantitativen Auswirkungen auf das Resultat werden etwas später in diesem Kapitel dargestellt.

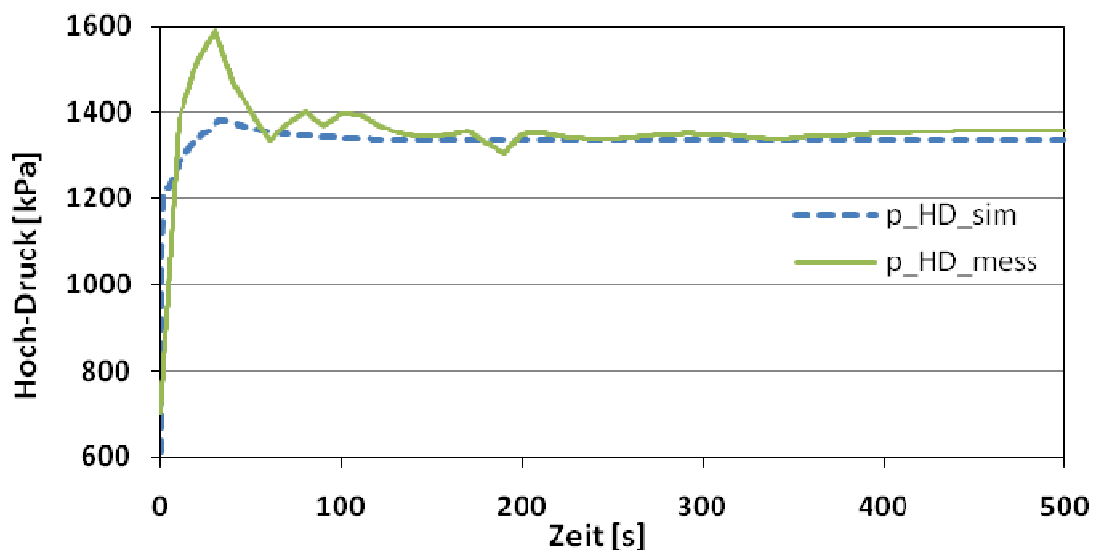


Abbildung 32: Detailvergleich des Kältemittel Hochdruck bei Q3/S25

Abbildung 33 zeigt einen Ausschnitt des gemessenen und simulierten Verlaufs des Niederdrucks.

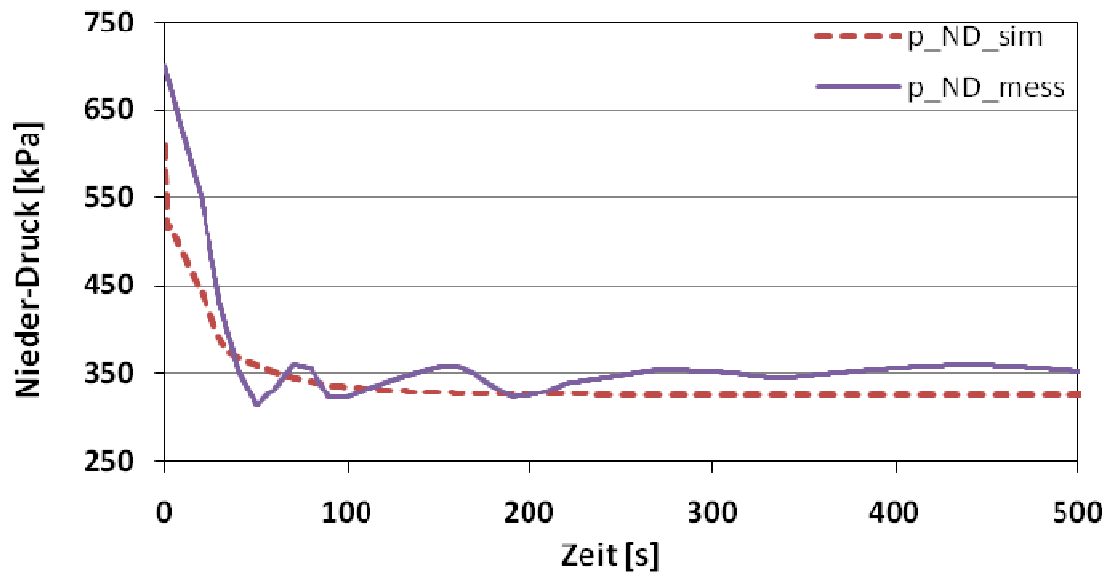


Abbildung 33: Detailvergleich des Kältemittel Niederdrucks bei Q3/S25

Die Senkentemperaturen werden von der Simulation gut nachgebildet wie in Abbildung 34 zu sehen ist. Der unruhige Verlauf der gemessenen Temperaturen nach dem Anlaufen ist durch die Regelung des Prüfstandes bedingt, ein Hinweis darauf gibt der ziemlich konstante Temperaturabstand zwischen Vor- und Rücklauf Temperatur. Dieses Verhalten kann die Simulation nicht nachbilden, da die gemittelte Senken-Eintrittstemperatur als konstant 25 °C angenommen wurde.

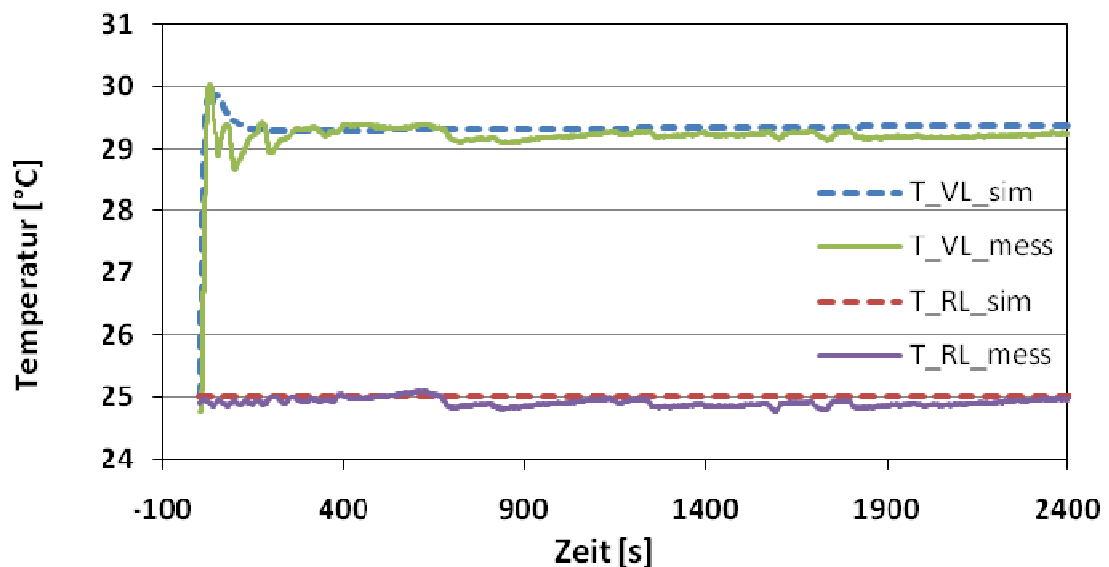


Abbildung 34: Vergleich der Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q3/S25

In Abbildung 35 ist bei der gemessenen Vorlauf Temperatur ein zeitlich verzögerter Anstieg zu sehen. Diese Verzögerung stammt mit hoher Wahrscheinlichkeit daher, dass in der Messung ein gewisser Abstand des Temperaturfühlers von Austritt des Kondensators vorhanden ist, der bei der Simulation nicht berücksichtigt wurde. Zudem besitzt der Temperaturfühler und das darunterliegende Rohr eine thermische Masse die zu einer zeitlichen Verzögerung im gemessenen Bereich führen kann.

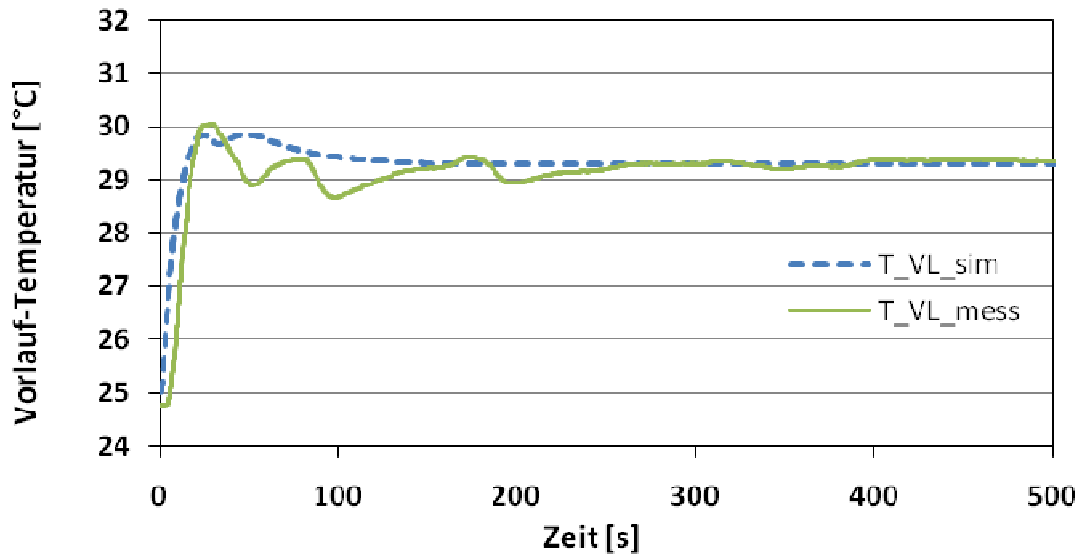


Abbildung 35: Detailvergleich der Vorlauftemperatur bei Q3/S25

Als Randbedingung für die Messung und die Simulation wurde unter anderem eine Rücklauftemperatur von 25°C vorgegeben. Wie Abbildung 36 zeigt, konnte dieser Wert bei der Messung auf ca. 0.2°C genau eingehalten werden. Die Vorgabe von 25 °C als Senken -Eintrittstemperatur stimmt somit innerhalb der Messgenauigkeit mit der Simulation überein.

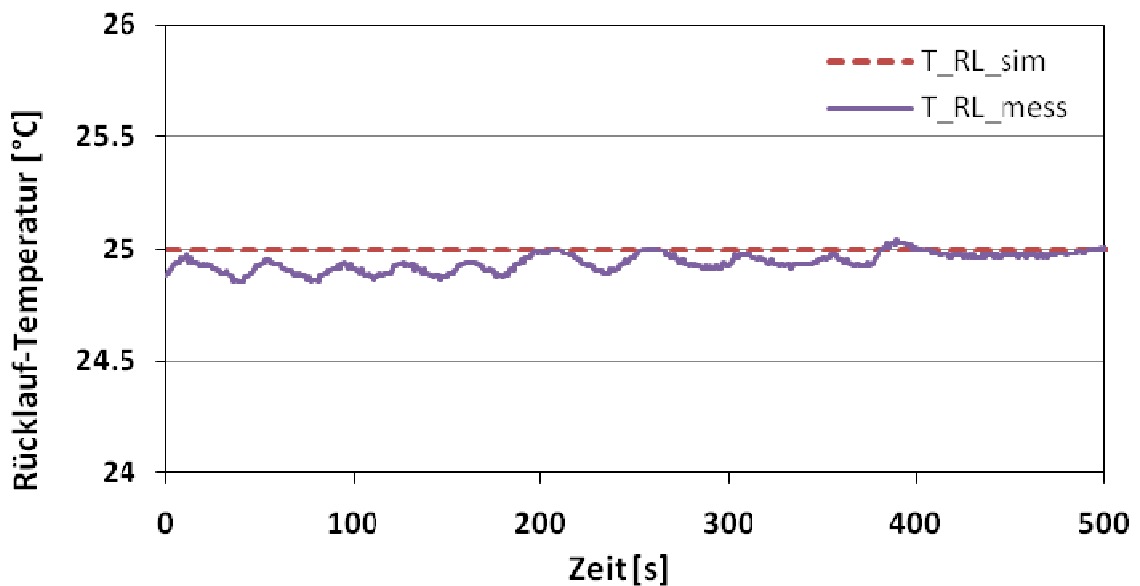


Abbildung 36: Detailvergleich der Rücklauftemperatur bei Q3/S25

In Tabelle 14 werden die wichtigsten Größen aus der Messung mit denen der Simulation verglichen. Dazu sind nach Formel (52) für jede Größe sowohl aus den Messdaten wie aus den simulierten Daten die Mittelwerte für zwei verschiedene Zeitintervalle gebildet worden.

$$\text{Grösse}_\tau = \frac{1}{\tau} \cdot \int_{t_s}^{t_s+\tau} \text{Grösse}(t) \cdot dt \quad (52)$$

Die Zeitintervalle beginnen zur Startzeit  $t_s$  der Wärmepumpe und enden nach der Intervallszeit  $\tau$  von fünf Minuten respektive 40 Minuten. In Tabelle 14 sind die Fünfminuten-Mittelwerte mit „Grösse“<sub>5m</sub>

bezeichnet und die 40-Minuten-Mittelwerte mit „Grösse“<sub>40m</sub>. In den Spalten „Messung“ und „Simulation“ sind die entsprechenden Mittelwerte eingetragen und in der Spalte „Abweichung“ ist die Abweichung des Mittelwertes aus der Simulation vom Mittelwert der Messung angegeben.

Tabelle 14: Mittelwerte von Simulation und Messung bei der WP1 zu Q3/W25

Grösse	Messung	Simulation	Abweichung
Q <sub>Heiz,5m</sub>	8.7 [kW]	9.3 [kW]	7.5 [%]
Q <sub>Heiz,40m</sub>	9.3 [kW]	9.4 [kW]	1.1 [%]
Q <sub>el,5m</sub>	2.4 [kW]	2.3 [kW]	-5.3 [%]
Q <sub>el,40m</sub>	2.4 [kW]	2.3 [kW]	-4.4 [%]
p <sub>HD,5m</sub>	1362 [kPa]	1335 [kPa]	-1.9 [%]
p <sub>HD,40m</sub>	1357 [kPa]	1336 [kPa]	-1.5 [%]
p <sub>ND,5m</sub>	367 [kPa]	346 [kPa]	-5.6 [%]
p <sub>ND,40m</sub>	355 [kPa]	328 [kPa]	-7.6 [%]
T <sub>Senke,aus,5m</sub>	29.0 [°C]	29.3 [°C]	1.0 [%]
T <sub>Senke,aus,40m</sub>	29.2 [°C]	29.3 [°C]	0.4 [%]
T <sub>Senke,ein,5m</sub>	24.9 [°C]	25 [°C]	0.3 [%]
T <sub>Senke,ein,40m</sub>	24.9 [°C]	25 [°C]	0.4 [%]
Stdabw. bei T <sub>5m</sub>			4.4 [%]
Stdabw.bei T <sub>40m</sub>			3.1 [%]

Der Vergleich der Fünfminuten-Mittelwerte von Messung und Simulation gibt Aufschluss über die Güte des simulierten Anlaufvorganges. Je näher diese beieinander liegen, desto weniger wird das Resultat der Simulation vom tatsächlichen Wert abweichen. Wie in Abbildung 37 dargestellt, ist die Abweichung zwischen Messung und Simulation in den ersten fünf Minuten grösser als nach 40 Minuten und somit fällt gewöhnlich die Abweichung beim Fünfminuten-Mittelwert grösser aus als beim 40-Minuten-Mittelwert. Die schraffierte Fläche zwischen den beiden Kurven ist ein Mass für den Unterschied der Integrale in Formel ( 52 ) von Messung und Simulation. Je grösser also die Summe aller Flächen ist, umso grösser wird die Abweichung der beiden Mittelwerte aus Messung und Simulation ausfallen. Es ist zu beachten, dass die Flächen positiv oder negativ sein können, je nachdem, ob die Kurve der Simulation oberhalb oder unterhalb der der Messung liegt.

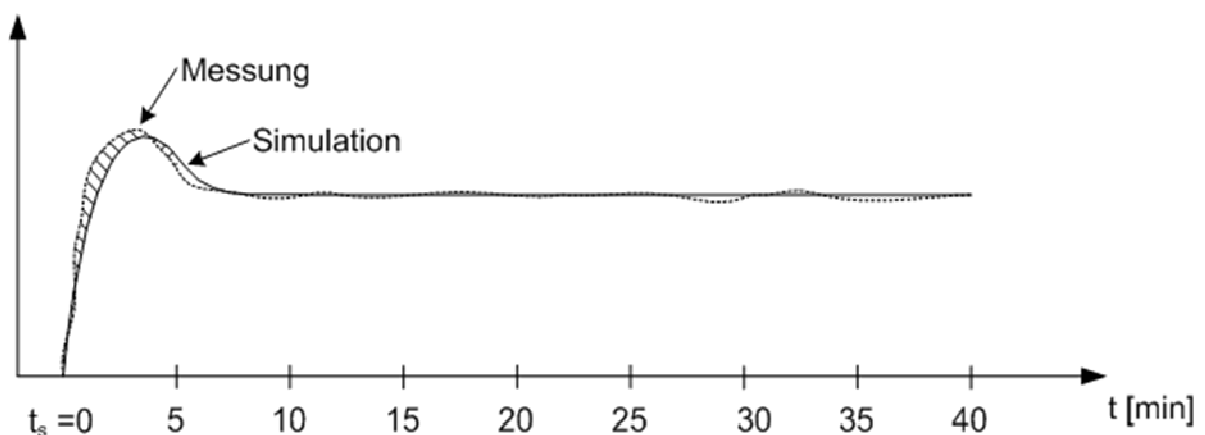


Abbildung 37: Vergleich von Messung und Simulation

Der 40-Minuten-Mittelwert gibt Aufschluss über die Güte der Simulation über einen Zyklus. Da die Abweichung zwischen Messung und Simulation nach längeren Laufzeiten in der Regel geringer ist, als unmittelbar nach dem Start der Wärmepumpe, wird die Abweichung der 40-Minuten-Mittelwerte geringer ausfallen als die der Fünfminuten-Mittelwerte. Wie viel geringer diese ist, hängt unter anderem



auch von der Laufzeit der Wärmepumpe ab. Je grösser die Laufzeit ist, desto geringer ist der Einfluss des Anlaufvorgangs, und desto geringer die Abweichung.

Tabelle 14 zeigt, dass für die Fünfminuten-Mittelwerte der Heizleistung ( $Q_{\text{Heiz},5m}$ ) und für die 40-Minuten-Mittelwerte des Kältemittelniederdruckes ( $p_{\text{ND},40m}$ ) die Abweichungen im Bereich von 5% sind. Die Gründe dafür liegen einerseits im unruhigen Verlauf der gemessenen Heizleistung gerade nach dem Start, was kurzzeitig zu grossen Abweichungen führt (Abbildung 29) und beim etwas zu tiefen Beharrungswert des simulierten Kältemittelniederdruckes (Abbildung 33).

#### 4.3 Validierung mit WP1 bei Q-10/S45

Für eine weitere Überprüfung der Software wurde ein zweiter Arbeitspunkt gewählt, zu dem ebenfalls Messungen durchgeführt worden sind. Die Quelle hatte eine Temperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  und der Senkenrücklauf  $45^{\circ}\text{C}$ . Grundsätzlich stimmte auch im zweiten Arbeitspunkt die Simulation gut mit der Messung überein. Hier sollen deshalb nur die wichtigsten Diagramme gezeigt werden. Für die Simulationen in diesem Arbeitspunkt wurden die Anpasskonstanten aus Kapitel 4.1 nicht verändert.

Die simulierte elektrische Leistungsaufnahme in Abbildung 38 weist unmittelbar nach dem Start der Wärmepumpe einen hohen Peak auf, da zweiphasiges Kältemittel in den Verdichter eintritt und im Saugraum nicht vollständig verdampft wird. Da dieser aber nur während einer kurzen Zeit auftritt, wird das Endergebnis nicht wesentlich verfälscht. Schon kurz nach dem Start decken sich die Grafen der Simulation mit denen der Messung.

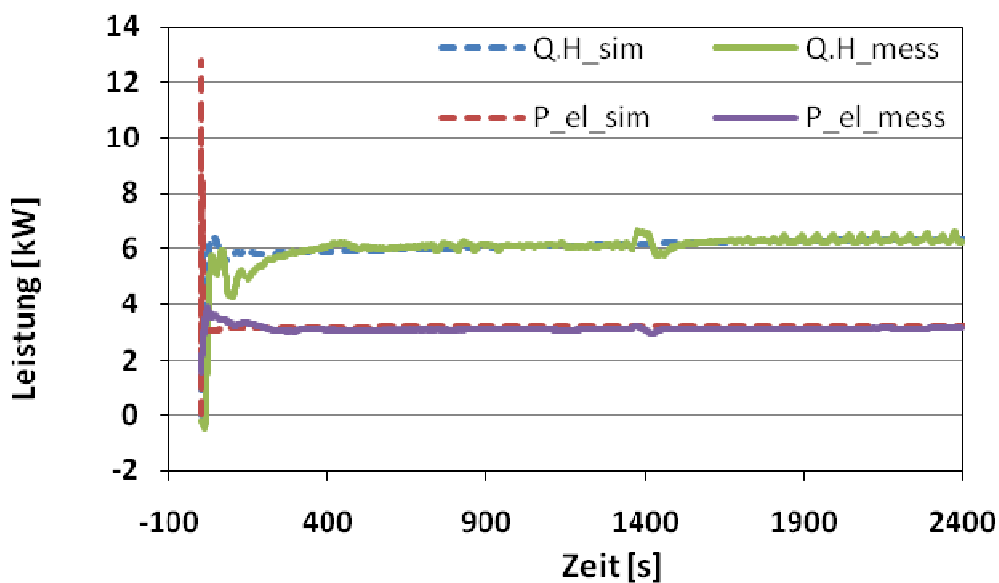


Abbildung 38: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q-10/S45

In Abbildung 39 ist wieder das Nacheilen der gemessenen Heizleistung gegenüber der simulierten zu sehen. Die Verzögerung liegt wieder im Bereich weniger Sekunden, wie beim Arbeitspunkt Q3/S25. Wie in Abbildung 40 ersichtlich ist, steigt dadurch auch die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors bei diesem Arbeitspunkt etwas langsamer an als bei Q3/S25. Die entscheidende Grösse, die Flächen unter der gemessenen und der simulierten Kurven sind jedoch wiederum beinahe gleich gross.

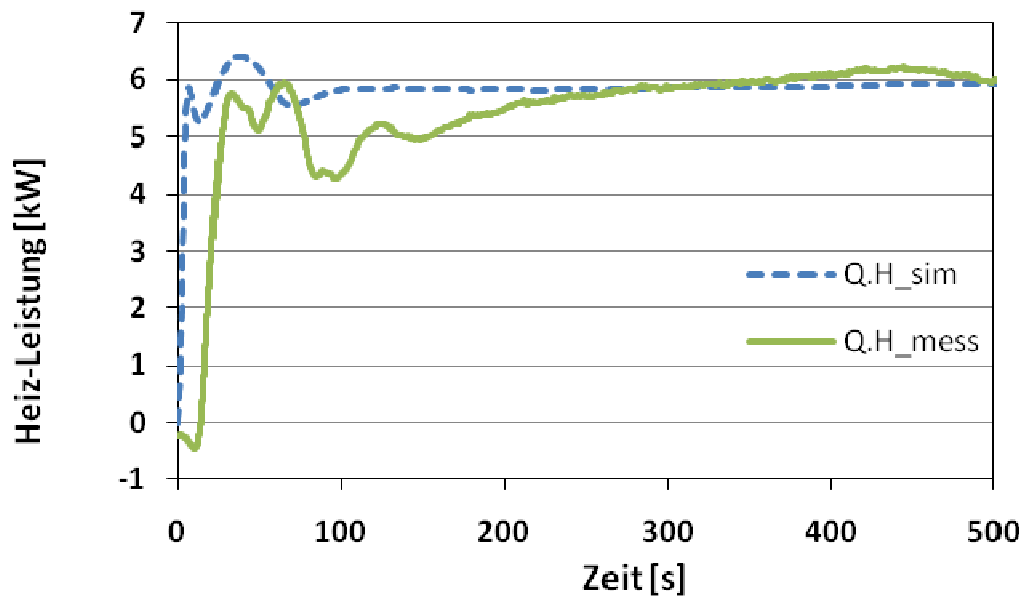


Abbildung 39: Detailvergleich der Heizleistung bei Q-10/S45

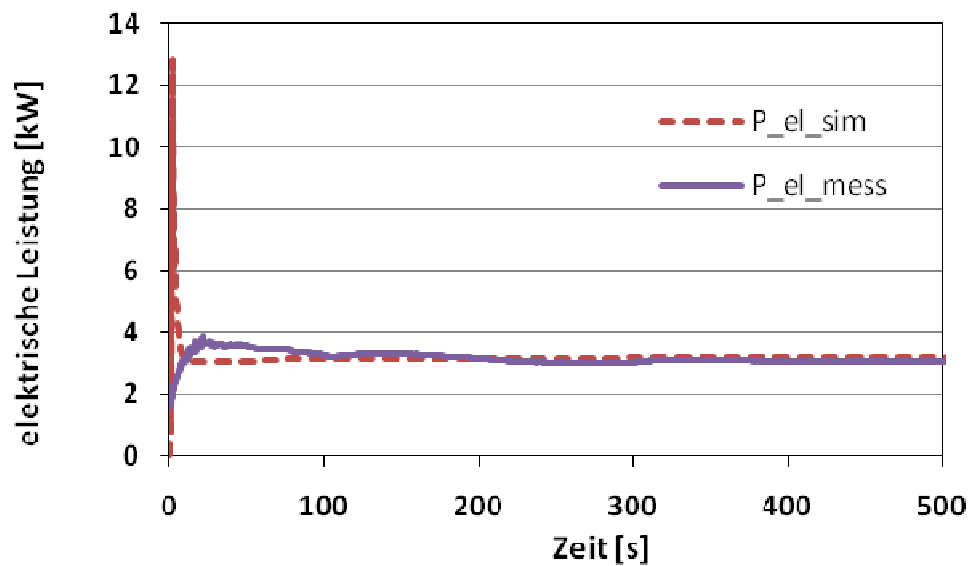


Abbildung 40: Vergleich der elektrische Leistungsaufnahme bei Q-10/S45

Während des Anlaufvorgangs im Betriebspunkt Q-10/S45 ist die Abweichung der simulierten Temperatur gegenüber der gemessenen Temperatur etwas grösser als beim Betriebspunkt Q3/S25 wie Abbildung 41 zeigt. Der Grund hierfür ist, dass nach dem Start die Vorlauftemperatur am Prüfstand in der Messung nicht konstant geregelt werden konnte, die Simulation aber eine Rücklauftemperatur von 45 °C annimmt. Berücksichtigt man diese Temperaturverschiebung, so stimmt die Simulation wiederum sehr gut mit der Messung zusammen. Auch die Beharrungswerte bei der Simulation und der Messung zeigen wiederum Abweichungen im Bereich der Messunsicherheiten.

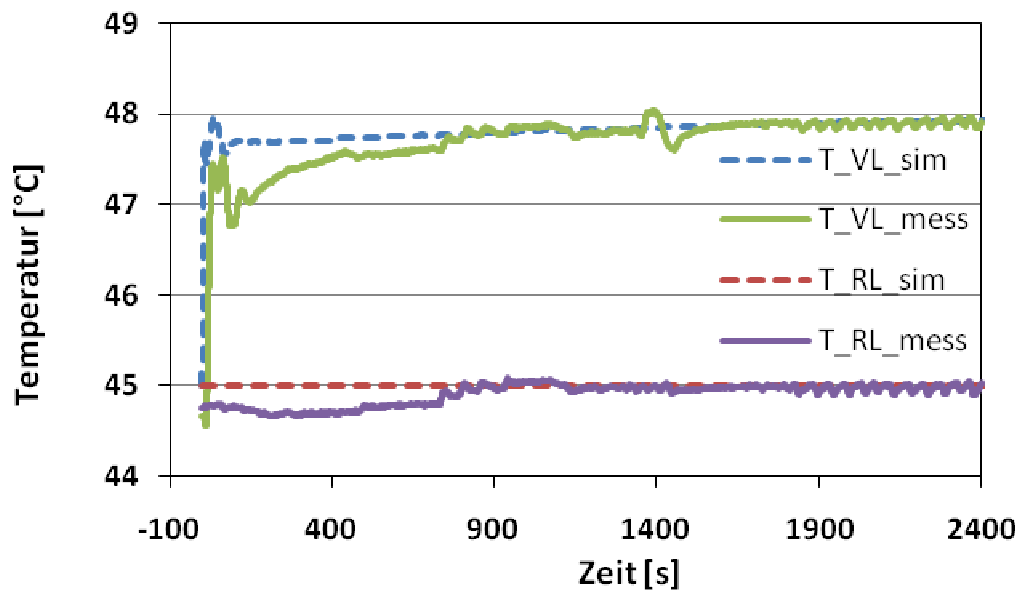


Abbildung 41: Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q-10/S45

Die Tabelle 15 zeigt, dass mit Ausnahme der Heizleistung  $Q_{\text{Heiz},5\text{m}}$  für alle Größen die Abweichungen zwischen Messung und Simulation in den engen Grenzen von  $\pm 5\%$  liegen. Weshalb die Abweichung bei  $Q_{\text{Heiz},5\text{m}}$  so gross ist, kann anhand der Abbildung 39 nachvollzogen werden. Wegen dem verzögerten Anstieg der gemessenen Heizleistung wird die Differenz zur simulierten Heizleistung in den ersten 20 Sekunden sehr gross, was sich entsprechend auf den Mittelwert auswirkt.

Tabelle 15: Mittelwerte von Simulation und Messung bei der WP1 zu Q-10/W45

Grösse	Messung	Simulation	Abweichung
$Q_{\text{Heiz},5\text{m}}$	5.0 [kW]	5.8 [kW]	16.1 [%]
$Q_{\text{Heiz},40\text{m}}$	6.0 [kW]	6.1 [kW]	1.2 [%]
$Q_{\text{el},5\text{m}}$	3.2 [kW]	3.2 [kW]	-0.8 [%]
$Q_{\text{el},40\text{m}}$	3.1 [kW]	3.2 [kW]	3.0 [%]
$p_{\text{HD},5\text{m}}$	2240 [kPa]	2176 [kPa]	-2.8 [%]
$p_{\text{HD},40\text{m}}$	2130 [kPa]	2233 [kPa]	4.8 [%]
$p_{\text{ND},5\text{m}}$	254 [kPa]	250 [kPa]	-1.7 [%]
$p_{\text{ND},40\text{m}}$	243 [kPa]	238 [kPa]	-1.9 [%]
$T_{\text{Senke,aus},5\text{m}}$	47.0 [°C]	47.7 [°C]	1.4 [%]
$T_{\text{Senke,aus},40\text{m}}$	47.7 [°C]	47.8 [°C]	0.3 [%]
$T_{\text{Senke,ein},5\text{m}}$	44.7 [°C]	45.0 [°C]	0.6 [%]
$T_{\text{Senke,ein},40\text{m}}$	44.9 [°C]	45.0 [°C]	0.2 [%]
Stdabw. bei $T_{5\text{m}}$			6.4 [%]
Stdabw. bei $T_{40\text{m}}$			2.2 [%]

#### 4.4 Beschreibung der Wärmepumpe WP2

Für eine weitere Überprüfung der Software wurden die Messungen einer zweiten Wärmepumpe ausgewertet und mit den Simulationen verglichen. Bei der zweiten geprüften Wärmepumpe (WP2) handelt es sich um eine Luft/Wasser Wärmepumpe mit einer Heizleistung von gut 12kW bei A2/W35. Es handelt sich ebenso wie bei WP1 um eine Splitwärmepumpe. Der eingebaute Kompressor ist ein Copeland Scroll ZH45K4E-TFD für das Kältemittel R407C, der Kondensator ein GEA-WTT GBS500H-44 mit 44 eingebauten Platten. Das thermische Expansionsventil ist vom Typ Alco Controls TXV TX3-N26. Der Splitverdampfer von Güntner gehört zur S-GVV Baureihe. Das Kältemittel wird im Verdampfer auf 8 Stränge aufgeteilt und jeder Strang passiert die Querschnittsfläche 12 mal. Die gewählten

Eingabeparameter, welche in der Software vorgegeben werden müssen, sind in Tabelle 31 bis Tabelle 35 im Anhang aufgeführt. Erläuterungen zu den Parametern und deren Bestimmung sind im Kapitel 3 (Modelle) zu finden.

Grundsätzlich stimmte auch bei der zweiten Wärmepumpe die Simulation gut mit der Messung überein. Hier werden wiederum nur die wichtigsten Diagramme gezeigt.

#### 4.5 Validierung mit WP2 bei Q3/S25

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit den Messungen an der realen Wärmepumpe WP2 verglichen. Die gestrichelt dargestellten Kurven sind Ergebnisse der Simulationen, die ausgezogenen entsprechen den Messwerten. Der Arbeitspunkt der Wärmepumpe ist Q3/S25, also eine Quelltemperatur von 3°C und eine Rücklauftemperatur der Senke von 25°C.

Aus Abbildung 42 ist ersichtlich, dass auch bei der zweiten Wärmepumpe (WP2) der unruhige Verlauf der Heizleistung nach dem Einschalten nicht exakt nachgebildet wird. Dafür stimmen die Überhöhung der Heizleistung unmittelbar nach dem Start und die berechneten, stationären Werte der Leistungen mit den gemessenen gut überein.

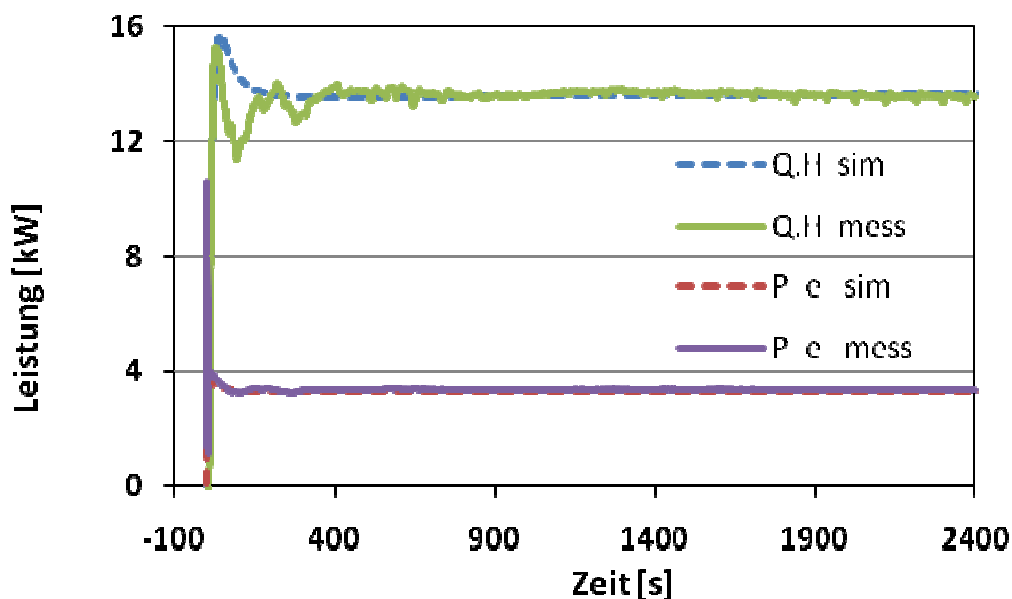


Abbildung 42: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q3/S25

Abbildung 43 zeigt eine gute Übereinstimmung der Temperaturen der Simulation mit denen der Messung, wenn von der Oszillation des Expansionsventils, die sich auf die Vorlauftemperatur auswirkt direkt nach dem Start abgesehen wird.

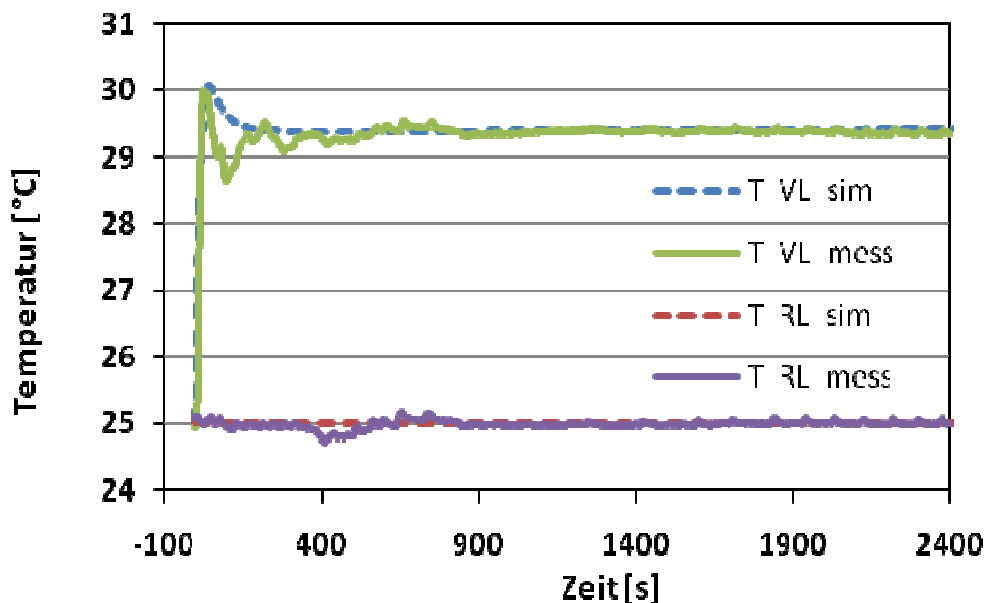


Abbildung 43: Vergleich der Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q3/S25

Tabelle 16 zeigt, dass sich die Abweichungen der WP2 im Arbeitspunkt Q3/S25 sehr ähnlich verhalten wie bei der WP1. Es ist auch hier der unruhige Verlauf der Heizleistung nach dem Start der Wärmepumpe für die relativ grosse Abweichung bei  $Q_{\text{Heiz},5\text{m}}$  verantwortlich und der etwas zu tiefe Kältemittelniederdruck der Simulation für die Abweichung bei  $p_{\text{ND},40\text{m}}$ .

Tabelle 16: Mittelwerte von Simulation und Messung bei der WP2 im Arbeitspunkt Q3/W25

Grösse	Messung	Simulation	Abweichung
$Q_{\text{Heiz},5\text{m}}$	12.6 [kW]	13.7 [kW]	8.6 [%]
$Q_{\text{Heiz},40\text{m}}$	13.5 [kW]	13.6 [kW]	0.8 [%]
$Q_{\text{el},5\text{m}}$	3.4 [kW]	3.3 [kW]	-2.4 [%]
$Q_{\text{el},40\text{m}}$	3.4 [kW]	3.3 [kW]	-2.8 [%]
$p_{\text{HD},5\text{m}}$	1360 [kPa]	1389 [kPa]	2.1 [%]
$p_{\text{HD},40\text{m}}$	1364 [kPa]	1378 [kPa]	1.1 [%]
$p_{\text{ND},5\text{m}}$	355 [kPa]	345 [kPa]	-2.9 [%]
$p_{\text{ND},40\text{m}}$	354 [kPa]	329 [kPa]	-7.1 [%]
$T_{\text{Senke,aus},5\text{m}}$	29.3 [°C]	29.4 [°C]	1.2 [%]
$T_{\text{Senke,aus},40\text{m}}$	29.1 [°C]	29.4 [°C]	0.2 [%]
$T_{\text{Senke,ein},5\text{m}}$	25.0 [°C]	25.0 [°C]	0.1 [%]
$T_{\text{Senke,ein},40\text{m}}$	25.0 [°C]	25.0 [°C]	0.1 [%]
Stdabw. bei $T_{5\text{m}}$			3.8 [%]
Stdabw. bei $T_{40\text{m}}$			2.9 [%]

#### 4.6 Validierung mit WP2 bei Q-10/S44

Auch bei der zweiten Wärmepumpe zeigt sich in der Simulation ein langsamerer Anstieg der Heizleistung bei Q-10/S45 und ebenfalls wird dieser recht gut nachgebildet. Im Gegensatz zur entsprechenden Messung bei der WP1 liegt hier die simulierte Heizleistung etwas zu tief.

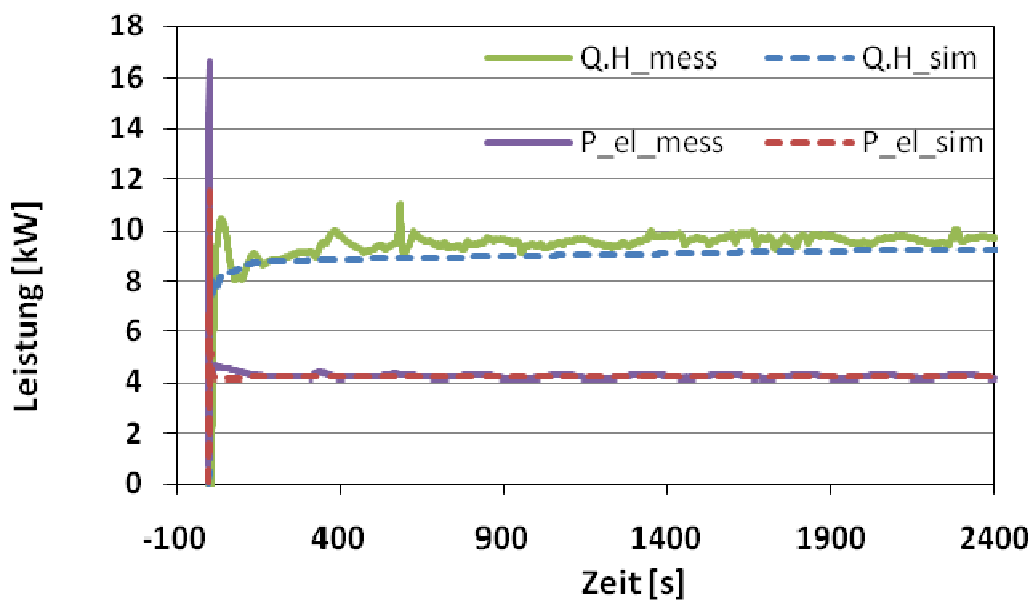


Abbildung 44: Leistungen über einen Zyklus bei Q-10/S44

Wie in Abbildung 45 zu sehen ist, liegt die Senkenrücklauftemperatur bei der Messung in etwa ein Grad zu tief. Der Grund liegt in der Speichertemperatur, die nach der Stillstandszeit vor der Messung nicht mehr genügend hoch gelegen ist. Der Sollwert bei der Simulation wurde deshalb entsprechend angepasst. Wie aufgrund der zu geringen Heizleistung zu erwarten ist, fällt die senkenseitige Temperaturdifferenz bei der Simulation kleiner aus als bei der Messung.

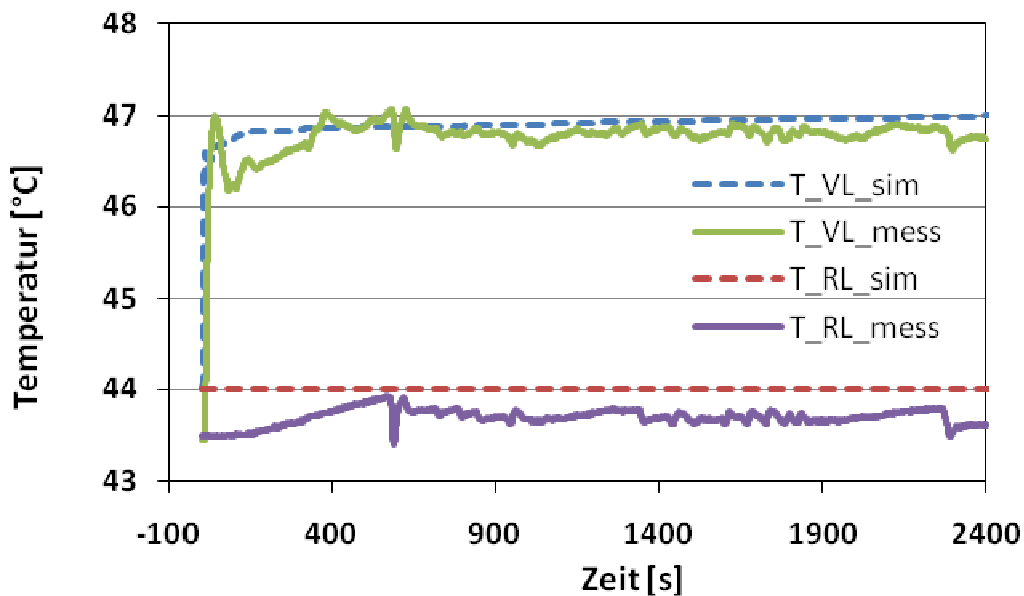


Abbildung 45: Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q-10/S44

Tabelle 17 zeigt für die WP2 die Abweichungen beim Arbeitspunkt Q-10/S44. Ausser beim Kältemittelhochdruck werden bei allen Grössen wiederum Werte unterhalb von 5% erreicht. Beim Hochdruck

liegt der simulierte Beharrungswert geringfügig zu hoch, was sich in einer Abweichung von knapp acht Prozent äussert.

*Tabelle 17: Mittelwerte von Simulation und Messung bei der WP2 zu Q-10/W44*

Grösse	Messung	Simulation	Abweichung
Q <sub>·Heiz,5m</sub>	8.5 [kW]	8.5 [kW]	-0.5 [%]
Q <sub>·Heiz,40m</sub>	9.5 [kW]	9 [kW]	-4.8 [%]
Q <sub>·el,5m</sub>	4.3 [kW]	4.2 [kW]	-2.7 [%]
Q <sub>·el,40m</sub>	4.2 [kW]	4.2 [kW]	-0.5 [%]
p <sub>HD,5m</sub>	2066 [kPa]	2173 [kPa]	5.2 [%]
p <sub>HD,40m</sub>	2048 [kPa]	2206 [kPa]	7.7 [%]
p <sub>ND,5m</sub>	250 [kPa]	247 [kPa]	-1.2 [%]
p <sub>ND,40m</sub>	250 [kPa]	242 [kPa]	-3.4 [%]
T <sub>Senke,aus,5m</sub>	46.4 [°C]	46.7 [°C]	0.8 [%]
T <sub>Senke,aus,40m</sub>	46.8 [°C]	46.9 [°C]	0.3 [%]
T <sub>Senke,ein,5m</sub>	43.5 [°C]	44.0 [°C]	1.1 [%]
T <sub>Senke,ein,40m</sub>	43.7 [°C]	44.0 [°C]	0.7 [%]
Stdabw. bei T <sub>5m</sub>			2.5 [%]
Stdabw. bei T <sub>40m</sub>			4.0 [%]

Tabelle 18 gibt eine Übersicht über alle Standardabweichungen der Validierungen der beiden Wärmepumpen. Der maximale Wert liegt bei 6.4% wobei diese Standardabweichung für die Mittelwerte zum Arbeitspunkt Q-10/S45 der WP1 gilt. Dort liegt die Abweichung für Q<sub>·Heiz,5m</sub> bei 16%, was auf die zeitliche Verzögerungen in der Messreihe zurückzuführen ist.

*Tabelle 18: Zusammenfassung der Validierungen*

Wärmepumpe	Arbeitspunkt	Intervall	Standardabweichung
WP1	Q3/S25	0-5 min	4.4 [%]
WP1	Q3/S25	0-40 min	3.1 [%]
WP1	Q-10/S45	0-5 min	6.4 [%]
WP1	Q-10/S45	0-40 min	2.2 [%]
WP2	Q3/S25	0-5 min	3.8 [%]
WP2	Q3/S25	0-40 min	2.9 [%]
WP2	Q-10/S44	0-5 min	2.5 [%]
WP2	Q-10/S44	0-40 min	4.0 [%]

#### *Zeitverzögerung der Simulation*

Auf Grund der senkenseitigen Totstrecke zwischen Kondensator und Temperaturfühler ist das Messsignal der Vorlauftemperatur gegenüber der tatsächlichen Temperatur direkt am Austritt des Kondensators zeitlich verzögert (siehe auch Abbildung 39). Eine weitere Verzögerung tritt durch die Masse des Fühlers und des Tauchrohres in welchem der Fühler angebracht ist auf. Diese Masse muss bei einer Temperaturänderung aufgeheizt werden, was die Ansprechgeschwindigkeit des Fühlers reduziert. Um festzustellen, ob die zeitliche Verzögerung von Messung und Simulation tatsächlich von der Totzeit und der Erwärmung der Temperatursensoren stammt, wurden die Temperatursensoren modelliert. Die hier behandelte Verzögerung ist übrigens nur für die Validierung von Bedeutung in den nachfolgenden parametrischen Studien wurde die Verzögerung nicht berücksichtigt. Im Folgenden wird die Auswertung gezeigt, bei der die beiden genannten Verzögerungen durch die Simulation berücksichtigt wurden.

Die Verzögerung, die von der Totstrecke herrührt, kann aus der Strömungsgeschwindigkeit und der Rohrlänge zwischen Kondensatoraustritt und dem Temperaturfühler berechnet werden. Die Verzögerung entspricht der Zeit, die vergeht, bis das Senkenmedium vom Kondensator bis zum Temperaturfühler geströmt ist. Der Anteil, der durch die Aufheizung der Masse zustande kommt, wird durch gleichsetzen der Formel ( 53 ) und ( 54 ) berechnet.

$$\dot{Q}_{WM} = m_{Fühler} \cdot cp_{Fühler} \cdot \frac{dT_{Fühler}}{dt} \quad ( 53 )$$

$$\dot{Q}_{WM} = \alpha_{WM} \cdot A_{Fühler} \cdot (T_W - T_{Fühler}) \quad ( 54 )$$

Durch das Gleichsetzen der beiden Gleichungen und das Trennen der Variablen folgt eine Differentialgleichung, deren Lösung in Formel ( 55 ) ersichtlich ist.

$$T_{Fühler} = T_W \cdot (1 - c \cdot e^{-t/\tau}) \quad ( 55 )$$

Die Zeitkonstante setzt sich zusammen aus Masse des Fühlers, spezifischer Wärmekapazität, Wärmeübertragungsfläche und Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Wasser und Fühler.

$$\tau = \frac{m \cdot c_p}{\alpha \cdot A} \quad ( 56 )$$

Die Lösung der Differentialgleichung entspricht dem Verhalten einer PT1-Strecke (Tiefpassfilter). Diese kann einfach auf die Simulationsergebnisse, zum Beispiel die Vorlauftemperatur, angewendet werden. Die Masse des Fühlers inklusive Tauchrohr ergab zusammen mit den eingesetzten Werten für die konvektive Wärmeübertragung zwischen Wasser und Fühler ( $\alpha = 2000 \text{ W/m}^2\text{-K}$ ) eine Zeitverzögerung von 3 bis 4 Sekunden.

In Abbildung 46 sind zum Vergleich die Ergebnisse der Simulation mit und ohne Berücksichtigung der Verzögerung den Messdaten gegenübergestellt. Wie man daraus sehen kann, wird das Ergebnis der Simulation während dem Anlaufvorgang durch die Berücksichtigung der Verzögerung deutlich besser.

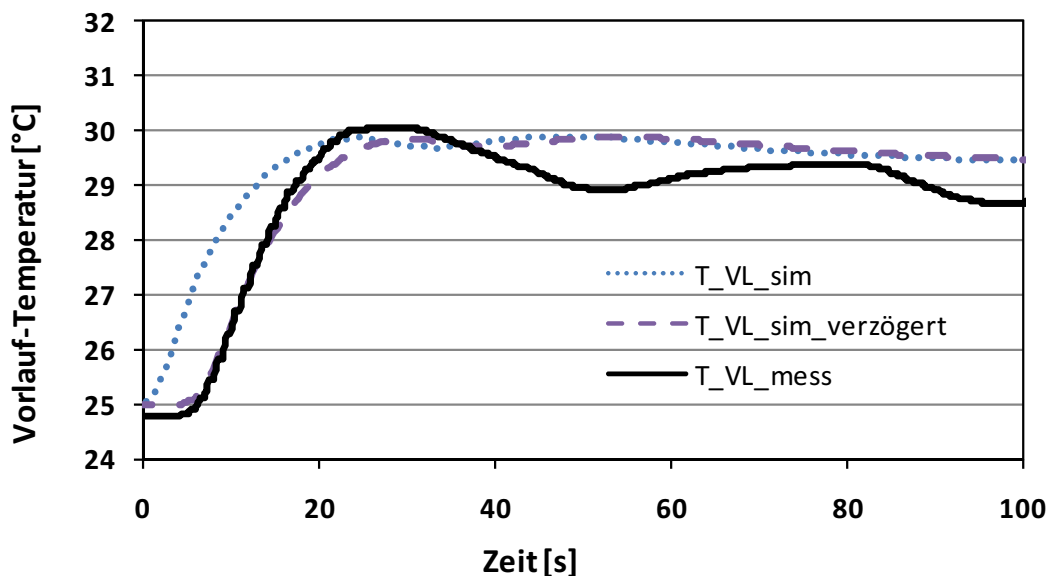


Abbildung 46: Vergleich von Messung und verzögerter Simulation bei Q3/S25

Durch das oben beschriebene Verfahren können die Abweichungen zwischen Messung und Simulation verringert werden. Es zeigt sich, dass keine weiteren wesentlichen Störfaktoren unberücksichtigt geblieben sind.



Um die Validierung abzuschliessen wurden die Heizleistung und die Vorlauftemperatur der Senke verzögert und einem Vergleich mit den Messwerten unterzogen. Die anderen Grössen wie Kältemitteldrücke und elektrische Leistung weisen keine nennenswerten Verzögerungen auf. Tabelle 19 zeigt wiederum die Standardabweichungen zwischen Messung und den korrigierten Simulationen. Vergleicht man die Ergebnisse von Tabelle 19 mit jenen von Tabelle 18, so wird deutlich, dass sich wie erwartet die Abweichungen im Fünfminuten-Intervall verbessert haben.

Tabelle 19: Zusammenfassung der Validierungen bei Berücksichtigung der Sensorverzögerungen

Wärmepumpe	Arbeitspunkt	Intervall	Standardabweichung
WP1	Q3/S25	0-5 min	3.8 [%]
WP1	Q3/S25	0-40 min	3.1 [%]
WP1	Q-10/S45	0-5 min	5.6 [%]
WP1	Q-10/S45	0-40 min	2.2 [%]
WP2	Q3/S25	0-5 min	3.1 [%]
WP2	Q3/S25	0-40 min	2.9[%]
WP2	Q-10/S44	0-5 min	2.7 [%]
WP2	Q-10/S44	0-40 min	4.0 [%]

#### 4.7 Sensitivitätsanalyse

Während der Verifikation des Gesamtmodelles wurden für zwei Wärmeübergangszahlen Anpassungsfaktoren eingeführt. Dies wurde bereits am Anfang des Kapitels 4 beschrieben. Für den Wärmeübergang zwischen der Quellenluft und dem Metall des Verdampfers ist dieser Faktor mit dem Wert sechs ziemlich gross ausgefallen. Die aus dem Faktor resultierende Wärmeübergangszahl kommt mit etwas über  $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  eher etwas zu hoch zu liegen. Es ist nun die Frage aufgetreten, ob der Faktor auch auf die luftseitige und die kältemittelseitige Wärmeübergangszahl aufgeteilt werden kann, ohne dass sich dabei die Resultate der Simulation qualitativ verändern. Dies wurde mit einer Sensitivitätsanalyse untersucht.

Der Anpassungsfaktor für die Luftseite wurde von sechs auf drei reduziert, dafür wurde auf der Kältemittelseite eine Korrektur mit dem Faktor drei eingeführt. Dies führt zu einer geringfügigen Verschlechterung der Leistungszahl, da durch diese Massnahme die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft etwas anwächst. In Abbildung 47 stehen die drei Leistungszahlen der Sensitivitätsanalyse ( $\text{COP}_{\text{sens}}$ ) den Leistungszahlen der parametrischen Studie (siehe Kapitel 5) ( $\text{COP}_{\text{par}}$ ) gegenüber.

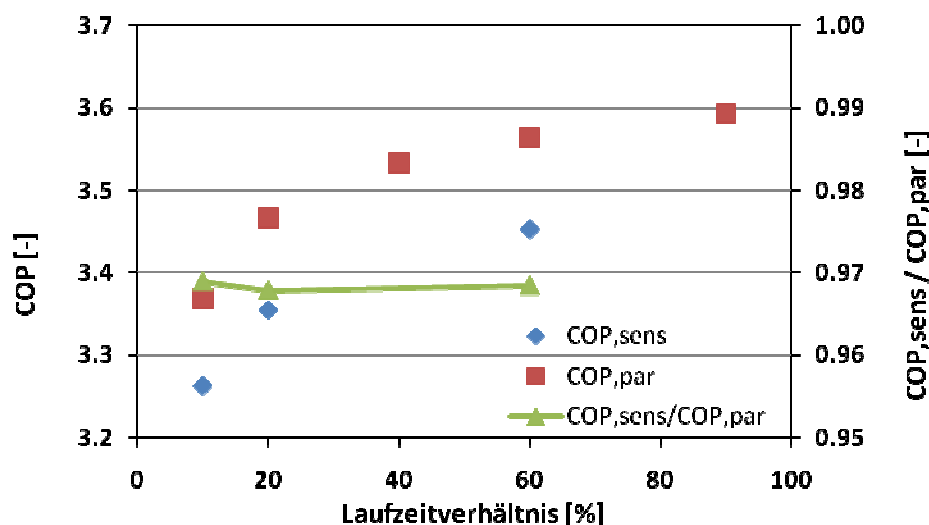


Abbildung 47: Einfluss der Korrekturen für die Wärmeübergangszahlen

Wie erwarten sind die Leistungszahlen in der neuen Simulation kleiner geworden. Allerdings zeigt die Reduktion in allen Punkten dasselbe Verhältnis. Wie die grüne Linie in Abbildung 47 zeigt, liegen alle Verhältnisse im Bereich von 0.968 und 0.969. Auch wenn die COP-Werte auf Grund der Korrekturen eine Veränderung erfahren, so bleibt der Verlauf der Kennlinie trotz der Korrekturen der Gleiche. Dies heisst, dass die Ergebnisse der parametrischen Studien nicht von den Korrekturfaktoren der Wärmeübergangsberechnung beeinflusst werden und somit gültig sind.

#### **4.8 Zusammenfassung Validierung**

Die Simulationen stimmen gut mit den Messungen überein. In den meisten Fällen liegen die Differenzen im Bereich der Messunsicherheit und der zeitlichen Verzögerung der Messwerte gegenüber der Simulation. Dies lässt darauf schliessen, dass mit der Simulationssoftware zuverlässige Vorhersagen über das Verhalten der Wärmepumpe im Taktbetrieb gemacht werden können. Eine Verbesserung der Übereinstimmung von Messung und Simulation kann durch die Berücksichtigung der Verzögerung des Messsignals auf Grund der Totzeit und der thermischen Trägheit des Temperaturfühlers erreicht werden. Eine Sensitivitätsanalyse zeigt, dass die gewählten Anpasskonstanten keinen negativen Einfluss auf die Resultate im folgenden Kapitel haben.

## 5. Parametrische Studie Luft/Wasser Wärmepumpe

Ziel dieser Arbeit ist es die bedeutenden Einflussfaktoren auf die Minderleistung im Taktbetrieb zu erkennen und deren Auswirkungen zu verstehen. Mit dem validierten Modell wurde eine parametrische Studie durchgeführt, um das Verhalten der Wärmepumpe bezüglich der Effizienz (COP) zu untersuchen.

Die folgenden zwei Simulationsreihen wurden durchgeführt:

1. Bei einer Zykluszeit von 120 Minuten sind zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen die Leistungszahlen (COP) bestimmt worden.
2. Bei einem Laufzeitverhältnis von 40% sind zu verschiedenen Laufzeiten die Leistungszahlen bestimmt worden.

Da sich die Wärmepumpe über eine gewisse Zeit aufwärmen muss, wurden jeweils drei volle Taktzyklen simuliert. Ein Zyklus beinhaltet jeweils den Anlaufvorgang mit nachfolgendem Betrieb und anschliessendem Stillstand der Wärmepumpe. Die Senken-Umwälzpumpe ist während dem Stillstand der WP ausgeschaltet, der Senkenvolumenstrom also gleich Null. Da die Ergebnisse bei der Validierung mit dem Modell der zweiten Wärmepumpe (WP2) leicht besser ausgefallen sind, wurde für die parametrische Studie dieses Modell verwendet und im Arbeitspunkt A2/W35 betrieben. Als Ausgangszustand der Simulation wird eine total ausgekühlte Wärmepumpe gewählt.

Mit der Simulation werden dann für den Anlaufvorgang alle relevanten Grössen wie Temperaturen, Kältemittelmassen in den Wärmetauscher, Heizleistung, elektrische Leistungsaufnahme usw. bestimmt. Nach dem Ausschalten der WP kühlen sich die Komponenten je nach Dauer der Stillstandzeit mehr oder weniger ab, was sich dann in unterschiedlichen Startzuständen der folgenden Zyklen äussert. Die Leistungszahl entspricht dem Verhältnis der während der Laufzeit der WP abgegebenen Heizenergie zu der aufgenommenen elektrischen Energie.

### 5.1 Erste Simulationsreihe

Die Untersuchung zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen bei einer Zykluszeit von 120 min soll darüber Aufschluss geben, ob es effizienter ist, eine geforderte Wärmemenge während einer langen Laufzeit bei kleiner Heizleistung abzugeben wie in Abbildung 48 oben oder besser mit einer höheren Heizleistung in einer kürzeren Zeit wie in Abbildung 48 unten.

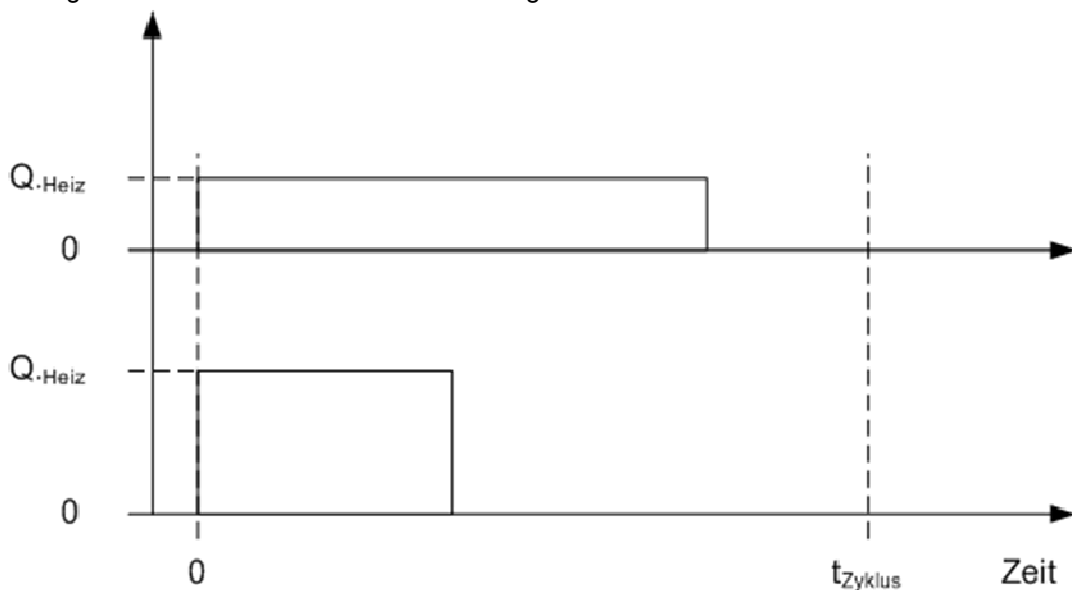


Abbildung 48: Abgabe der Heizleistung

Abbildung 49 stellt die Leistungszahlen von drei aufeinander folgenden Zyklen in einem Diagramm dar.

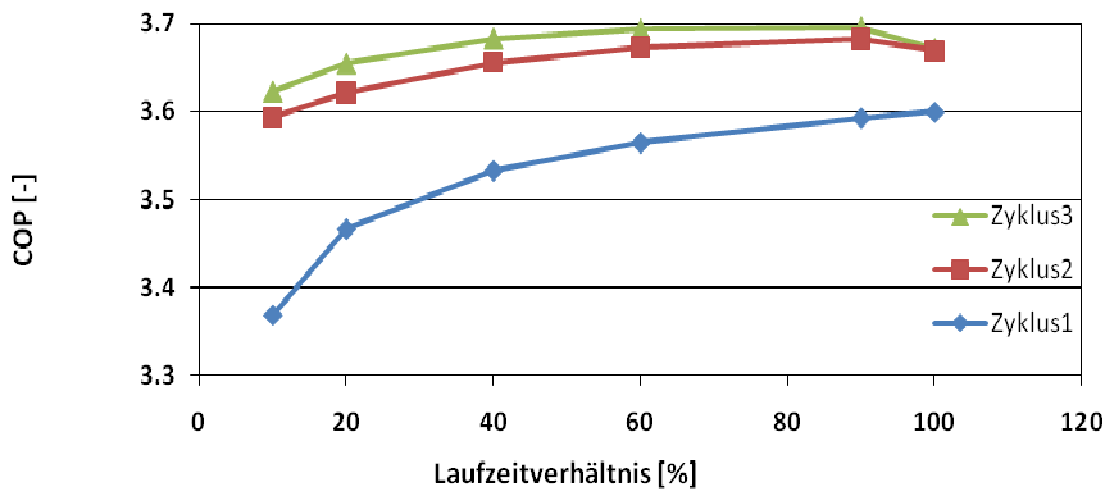


Abbildung 49: Zyklus 1-3 bei 120 Minuten Zykluszeit

Beim ersten Zyklus war die Wärmepumpe vor dem Start total ausgekühlt, bei den folgenden Zyklen nicht. Die Zyklen zwei und drei hatten vor dem Anlauf der Wärmepumpe andere Startwerte wie Temperaturen der Bauteile und die Kältemittelmassen im Kondensator und im Verdampfer. Daraus resultieren auch andere Leistungszahlen. Vor allem bei kleinen Laufzeitverhältnissen ist im zweiten Zyklus ein beträchtlicher Anstieg des COP gegenüber dem ersten Zyklus zu erkennen, im dritten Zyklus sind die Veränderungen gegenüber dem vorhergehenden Zyklus nicht mehr so gross, der asymptotische Zustand wurde beinahe erreicht.

Aus den Auswertungen ist ersichtlich, dass die Leistungszahlen im ersten Zyklus schlechter ausfallen als in den folgenden Zyklen. Der Grund liegt in den ausgekühlten Komponenten, die während dem Startvorgang eine beträchtliche Wärmemenge für deren Erwärmung abgeben. Dadurch wird die an das Senkenmedium abgegebene Wärme entsprechend verringert. In den nachfolgenden Zyklen weisen die Komponenten zum Startzeitpunkt eine höhere Temperatur (Verdampfer tiefer) auf und somit müssen diese nicht mehr so stark aufgeheizt werden. Auch die Kältemittelverlagerung in den Verdampfer bei einer langen Stillstandszeit unterstützt die Reduktion der Leistungszahl im ersten Zyklus.

Eine zweite Erkenntnis aus den Simulationen ist die Zunahme der Leistungszahl bei Erhöhung des Laufzeitverhältnisses. Die Erklärung dafür sind die kleineren Stillstandszeiten, die eine geringere Abkühlung der Komponenten und somit einen geringeren Wärmeverlust bei der nachfolgenden Aufheizung zur Folge haben. Bei einem Laufzeitverhältnis von 100% liegt der COP für die Zyklen zwei und drei allerdings geringfügig tiefer als bei 90%. Dies ist eine Folge der höheren mittleren Temperatur des Kondensators, die sich bei einem Laufzeitverhältnis von 100% aufgrund der fehlenden Abkühlung ergibt. Weiter ist die mittlere Temperatur im Verdampfer höher, da während der kurzen Stillstandszeit das Metall des Verdampfers durch den Wärmeaustausch mit der Quellenluft aufgewärmt wird. Hier spielt also die thermische Trägheit des Kondensators bei hohen Laufzeiten positiv mit. Durch die höhere Metalltemperatur des Kondensators bei 100% Laufzeit wird auch die Kondensationstemperatur höher und damit der Kältemittelhochdruck, was schlussendlich zu einer leichten Verringerung der Leistungszahl führt.

## 5.2 Zweite Simulationsreihe

Die Untersuchung zu verschiedenen Zykluszeiten bei einem Laufzeitverhältnis von 40% soll die Frage klären, ob die Effizienz besser ausfällt, wenn eine geforderte Energiemenge während einem langen Zyklus abgegeben wird, oder in mehreren kurzen Zyklen, wie in Abbildung 50 dargestellt wird.

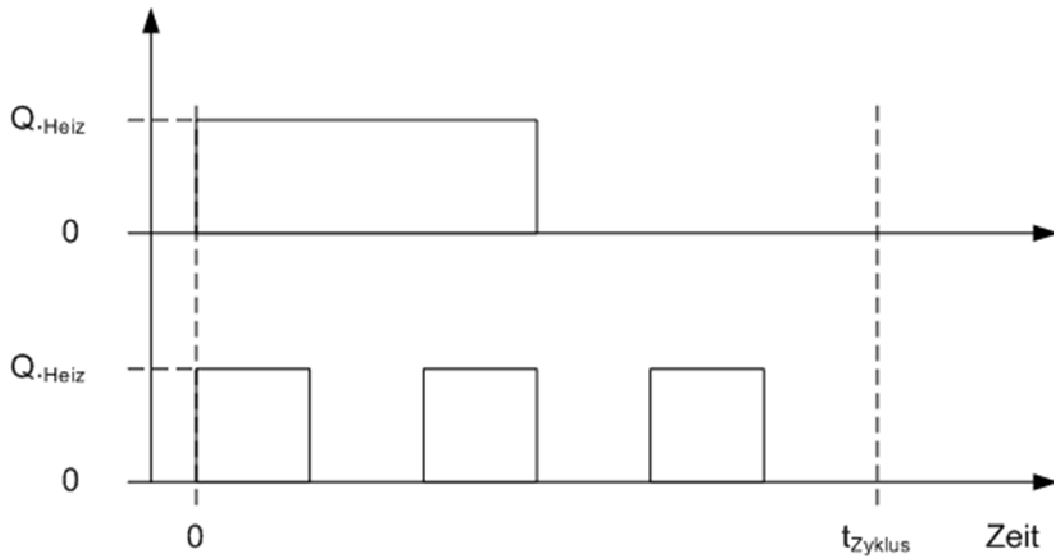


Abbildung 50: Abgabe der Heizleistung

Mit einem grösserem Laufzeitverhältnis wird bei festgehaltener Zykluszeit auch die Laufzeit grösser und damit kommt die Wärmepumpe dem Beharrungszustand näher. Die Wärmeströme, welche durch die Aufheizung der Komponenten verloren gehen, werden mit der Laufzeit kleiner und die momentane Leistungszahl wird grösser. Die Wärmepumpe läuft bei grösseren Betriebszeiten länger bei guten Leistungszahlen, was dazu führt, dass der COP über einen Zyklus besser ausfällt. Auf der anderen Seite werden sich die Komponenten während dem längeren Stillstand bei grösseren Zykluszeiten stärker abkühlen und es muss nach dem folgenden Anlauf wieder mehr Wärme zugeführt werden.

Abbildung 51 zeigt die Leistungszahl von drei aufeinanderfolgenden Zyklen mit einem Laufzeitverhältnis von 40%. Wie erwartet, verbessert sich der COP wiederum in den ersten Zyklen, da die mittleren Temperaturen der Wärmepumpen-Komponenten näher beim Beharrungswert liegen als beim Start. Zyklus 3 entspricht wiederum dem asymptotischen Zustand.

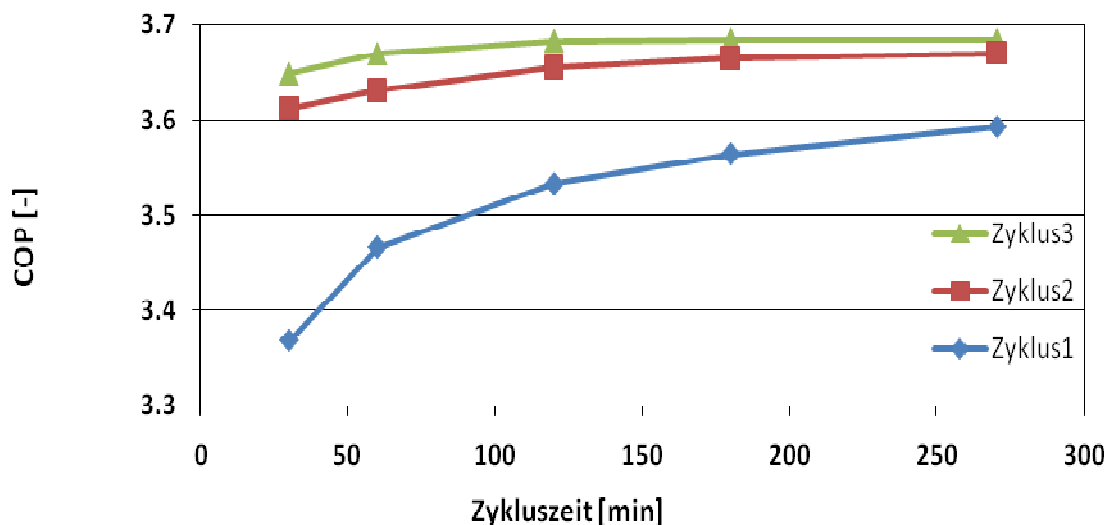


Abbildung 51: Zyklus 1-3 bei einem Laufzeitverhältnis von 40%

Hier sind die Ergebnisse eindeutig. Bei einer Luft/Wasser Wärmepumpe nimmt die Effizienz mit steigender Zykluszeit zu. Der Beharrungszustand stellt sich übereinstimmend mit der ersten Studie ab einer Zykluszeit von ca. 90 Minuten ein. Die Einbussen des COP bei kurzen Zykluszeiten liegen im Bereich von 3-4% bei der untersuchten Wärmepumpe.

### 5.3 Vergleich der Ergebnisse mit den früheren Projektphasen

In Phase 1 und 2 des vorliegenden Projekts wurde als Resultat die Minderwärmeproduktion untersucht. Diese wurde mit den entsprechenden Ansätzen bestimmt, siehe [3] und [4]. Abbildung 52 zeigt die Minderwärmeproduktion, wie sie in Phase 1 zu einer Wärmepumpe mit einer stationären Heizleistung von 7.5kW bei A0/W40 bestimmt worden ist.

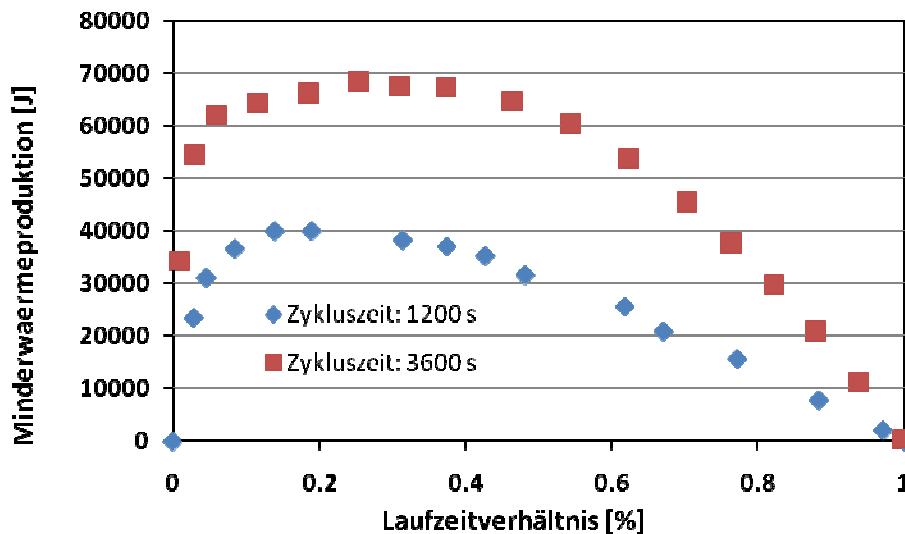


Abbildung 52: Minderwärmeproduktion nach Projektphase 1

Da in der dritten, hier vorgestellten Phase anstelle der Minderwärmeproduktion direkt der COP ermittelt wurde, werden zu Vergleichszwecken aus der Minderwärmeproduktion nach Abbildung 52 die COP-Werte zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen bestimmt. Daraus folgt die Reduktion des COP gegenüber dem höchsten ermittelten COP, wie in Abbildung 53 dargestellt. Da die Minderwärmeproduktion nach Abbildung 52 bei einem Laufzeitverhältniss von eins zu null wird, fällt hier der COP am höchsten aus. Die Abweichungen in Abbildung 53 beziehen sich darum auf den COP bei einem Laufzeitverhältnis von eins.

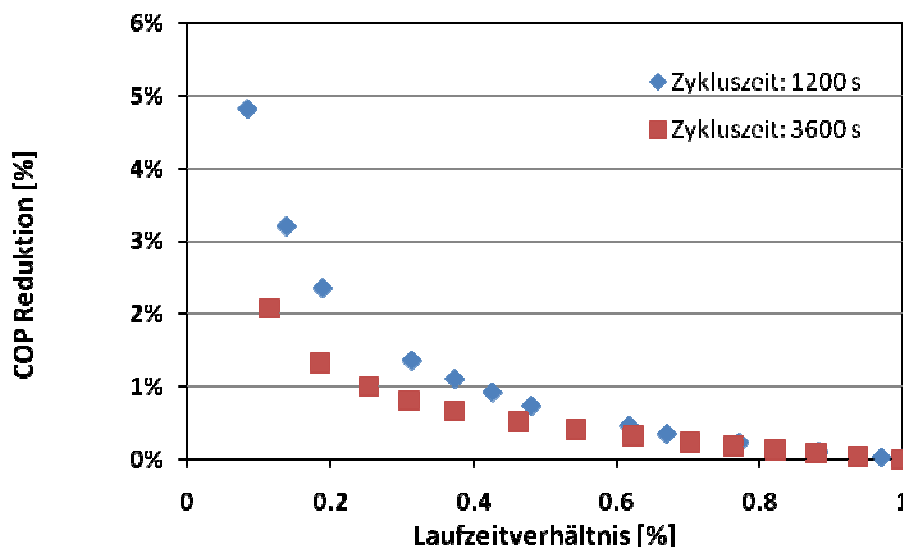


Abbildung 53: Reduktion des COP gegenüber dem Bestwert in Phase 1

In der dritten Phase des Projektes sind mit einer parametrischen Studie die Leistungszahlen zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen bestimmt worden. Verwendet wurde dazu die zweite Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 12kW bei A2/W35. Daraus wurde *Abbildung 54* erstellt. Darin sind, wie in *Abbildung 53*, die Reduktionen der COP bei den unterschiedlichen Laufzeitverhältnissen gegenüber dem Bestwert aufgetragen.

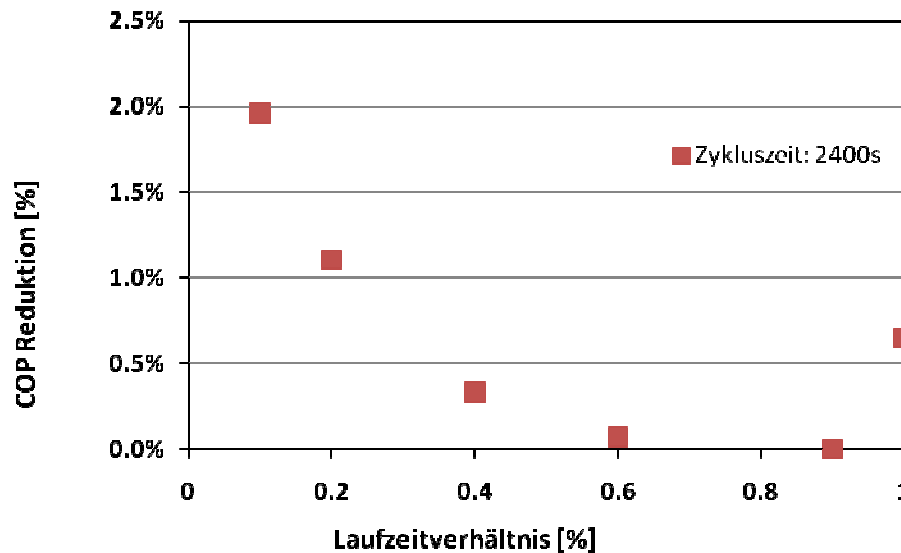


Abbildung 54: Reduktion des COP gegenüber dem Bestwert in Phase 3

Die Abbildung 54 unterscheidet sich von der Abbildung 53 in zwei Punkten.

1. Die Abweichungen sind in der neuen Simulation zu einem gegebenen Laufzeitverhältnis etwas geringer. Dies kann dadurch erklärt werden, dass es sich um verschiedene Wärmepumpen handelt, die bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen betreiben werden (kleinere Temperaturspreizung).
2. Der Maximalwert des COP liegt in Abbildung 52 nicht bei einem Laufzeitverhältnis von eins. Der Ansatz aus der Phase 1 berücksichtigt die Verschlechterung des COP bei einem Laufzeitverhältnis von 100% gegenüber 90% nicht.

Insgesamt zeigt sich jedoch, dass die Simulationen trotz verschiedener Rechenansätze zu qualitativ ähnlichen Resultaten in der gleichen Größenordnung geführt haben.

#### 5.4 Wärmeverluste und Wärmegewinne nach dem Abschalten

Während dem Stillstand der Wärmepumpe findet ein Wärmeaustausch zwischen den Komponenten und der Umgebung statt. Die Komponenten, die wärmer sind als die Umgebung verlieren Energie, diejenigen, die kälter sind nehmen Energie auf, wie zum Beispiel der Verdampfer. Interessant ist nun zu wissen, wie gross die Wärmeströme zwischen den Komponenten und der Umgebung sind, bzw. welche Wärmeströme die Verluste dominieren. Die Frage soll nun aus den Simulationsergebnissen der parametrischen Studie beantwortet werden. Bei den Simulationen sind zahlreiche Größen wie zum Beispiel die Metalltemperaturen berechnet worden, die in diesem Kapitel zur Ermittlung der Wärmeverluste genutzt werden können. *Abbildung 55* und *Abbildung 56* zeigen für den Betriebspunkt A2/W35 die Wärmeverluste während der Stillstandszeit im Taktbetrieb. Die Zykluszeit liegt bei 120 min, die Laufzeitverhältnisse bei 40% respektive bei 10%.

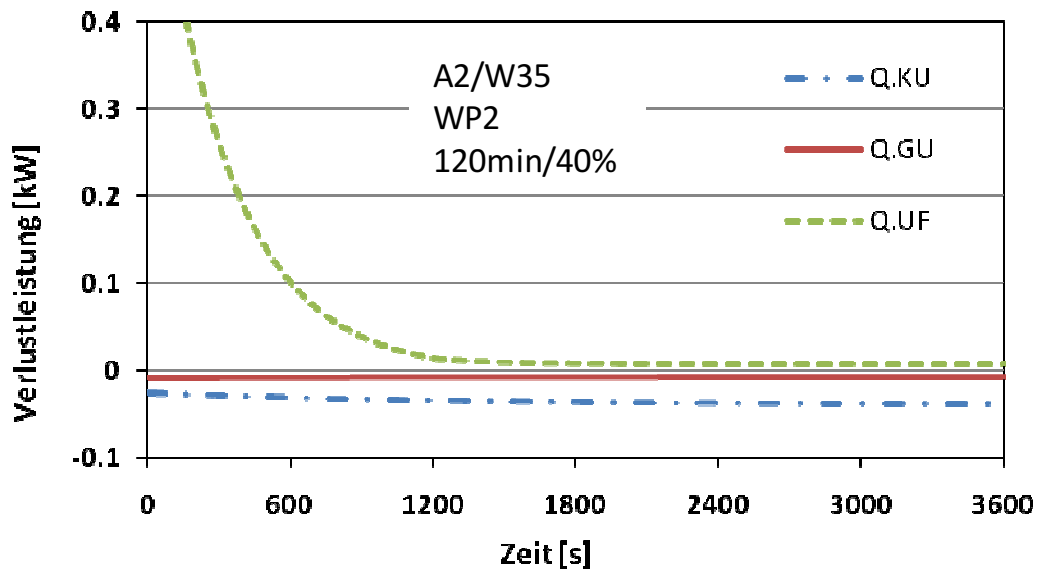


Abbildung 55: Wärmeverluste/-gewinne der WP2 während dem Stillstand bei 120min/40%.

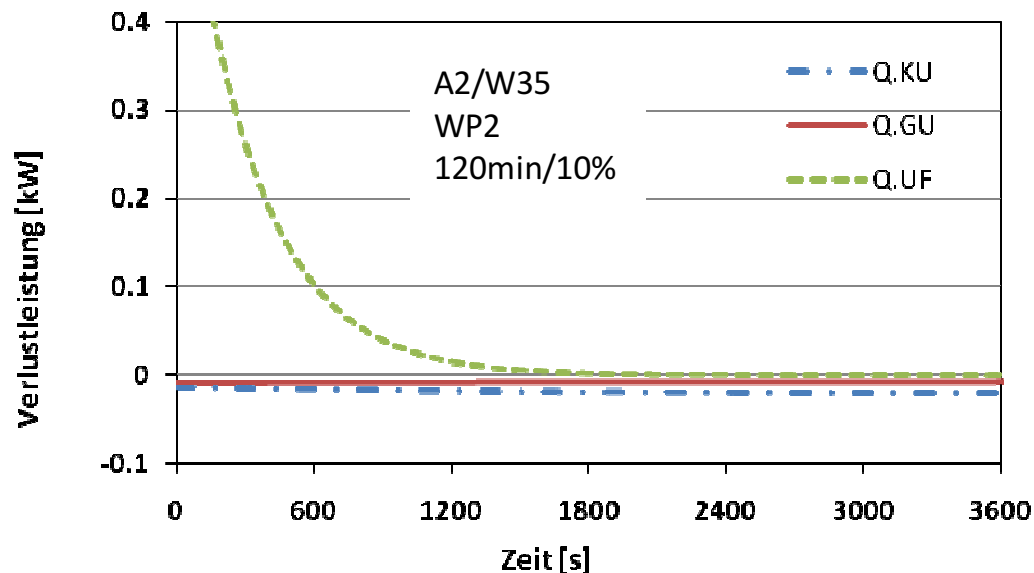


Abbildung 56: Wärmeverluste/-gewinne der WP2 während dem Stillstand bei 120min/10%.

Die Verläufe in den Abbildung 55 und Abbildung 56 sehen sich sehr ähnlich, der markanteste Unterschied ist der wesentlich grössere Wärmestrom vom Kompressor zur Umgebungsluft bei einem Laufzeitverhältniss von 40% gegenüber 10%. Der Grund liegt in der deutlich höheren Metalltemperatur des Kompressors unmittelbar vor dem Abschalten der Wärmepumpe beim Laufzeitverhältnis von 40%. Dies lässt sich auf die grosse thermische Trägheit des Kompressors zurückführen.

Die Metalltemperaturen der anderen Komponenten unterscheiden sich bei den zwei unterschiedlichen Laufzeitverhältnissen nicht so stark, wie die des Kompressors, deshalb fallen die Unterschiede auch geringer aus. Aus der Abbildung 55 ist ersichtlich, dass der Betrag des Wärmestroms vom Kompressor zur Umgebung mit der Zeit grösser wird. Die Erklärung dafür ist die Metalltemperatur des unteren Kompressorteils, die einen Wert unterhalb der Umgebungstemperatur annimmt, sich jedoch schnell der Umgebungstemperatur nähert. Der von der Umgebung zum unteren Gehäuseteil fliessende Wärmestrom nimmt dabei schneller ab, als derjenige vom oberen Gehäuseteil zur Umgebung.

Das Fazit ist folgendes: Zuerst dominieren nach dem Abschalten der Wärmepumpe die Wärmegewinne von der Quellenluft zum Verdampfer und nach längerem Stillstand die Wärmeverluste vom Kompressor an die Umgebung. Bei kurzen Stillstandszeiten wird der Energiegewinn im Verdampfer grös-



ser ausfallen als der Energieverlust in den anderen beiden Komponenten. Durch die hohen Wärmeströme von der Quellenluft zum Verdampfer folgt eine rasche Erwärmung des Metalls, was beim nachfolgenden Anlaufvorgang zu Verdampfungstemperaturen führt, die kurzfristig höher liegen als im stationären Betrieb. Da sich der Kondensator in der kurzen Stillstandzeit nur wenig abkühlt, wird nach dem Anfahren der Wärmepumpe nur wenig Energie zu dessen Aufheizung abgezweigt. Der COP kann also bei Zyklen mit grossem Laufzeitverhältnis besser ausfallen als im Dauerbetrieb. Diese Tatsache wurde schon weiter oben, in Abbildung 49 erkannt.

## 6. Feldmessung an einer Sole/Wasser Wärmepumpe

Ziel der Messungen an einer Sole/Wasser Wärmepumpe ist, das Verhalten der Erdwärmesonde während dem Betrieb der Wärmepumpe zu studieren. Es soll ersichtlich werden, wie sich die Sonde während den Stillstandszeiten regeneriert. Des Weiteren kann mit Hilfe der Messdaten eine Validierung des Sole/Wasser Modells durchgeführt werden. Während die Luft/Wasser Wärmepumpe im Labor getestet wurde, muss die Sole/Wasser Wärmepumpe im Feld gemessen werden, da das Erdreich als Speicher einen entscheidenden Einfluss auf die Simulation hat. Dieser Effekt könnte im Labor nicht nachgestellt werden.

### 6.1 Messaufbau und Messdurchführung

Während der Messung wurden Kältemitteldrücke, Senkenvolumenstrom, diverse Temperaturen, elektrische Leistungen, etc. erfasst und ausgewertet um für einen späteren Vergleich mit den Ergebnissen der Simulation zur Verfügung zu stehen. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass die Simulationsergebnisse qualitativ und quantitativ mit den Messungen übereinstimmen.

Die Messung wurde über eine gesamte Heizperiode an einer Anlage im Feld durchgeführt. Dazu durfte die Wärmepumpenanlage in einem Zweifamilienhaus mit den nötigen Sensoren ausgerüstet werden. Abbildung 57 zeigt das Schema der Anlage. Die Wärmepumpe übernimmt sowohl die Gebäudeheizung wie auch die Erwärmung des Brauchwarmwassers. Zur Unterstützung ist noch eine Solaranlage installiert, diese hat jedoch keine Auswirkung auf das Verhalten der Wärmepumpe, ausser dass die Laufzeit gegenüber einer Wärmepumpe ohne solare Unterstützung verkürzt wird. Diesem Fakt wurde durch eine kleinere Dimensionierung der Wärmepumpe Rechnung getragen.

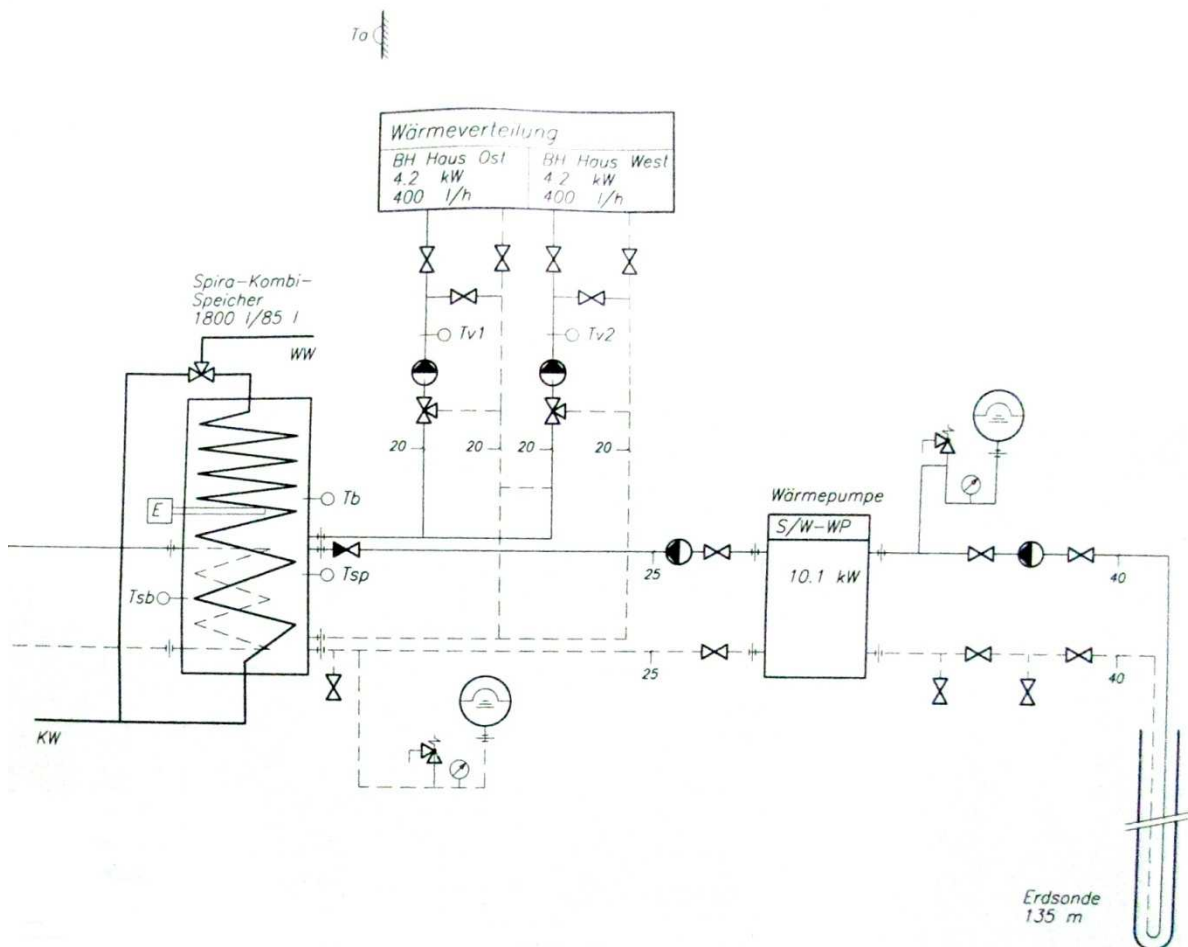


Abbildung 57: Anlagenschema der Sole/Wasser Wärmepumpe

Abbildung 58 zeigt den Messstellenplan der Anlage. Die Aufnahme der Temperaturen erfolgte mit Thermoelementen, die der kältemittelseitigen Drücke mit piezoresistiven Drucksensoren von Keller und die der Senken- und Quellenvolumenströme mit Ultraschall Durchflusssensoren von Landys+Gyr. Für die Erfassung und Abspeicherung sämtlicher Daten diente ein HP 3852A Scanner. Um nicht unnötig viele Messdaten zu generieren, wurde die Abtastzeit der Sensoren variabel gestaltet. Während dem Stillstand oder nach langen Laufzeiten reicht eine grössere Abtastzeit aus. In unserem Fall wurden hierfür 60 Sekunden gewählt. Nach einem Einschalt- oder Ausschaltvorgang ist eine kürzere Abtastzeit sinnvoll (fünf Sekunden auf Grund der limitierten Geschwindigkeit der Datenakquisition), um die zeitlichen Veränderungen besser erfassen zu können. Die Angaben zu den Messmittel sind in Tabelle 20 aufgeführt.

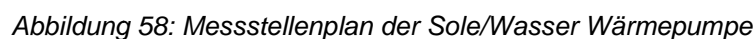


Tabelle 20: Messmittel der Feldmessung

Nr.	Beschreibung	Sensor	Messbereich	Unsicherheit	Signal
1	Austrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
2	Quellen Volumenstrom	ULTRAHEAT 50	0-1.5m <sup>3</sup> /h	± 5%	0-10V
3	Eintrittstemperatur der Quelle	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
4	Senken Volumenstrom	ULTRAHEAT 50	0-1.5m <sup>3</sup> /h	± 5%	0-10V
5	Eintrittstemperatur der Senke	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
6	Austrittstemperatur der Senke	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
7	Sauggas Temperatur	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
8	el. Leistungsaufnahme des Kompressors	Infratek ITL-100	0-2.3kW	± 5W	0-5V
9	Heissgas Temperatur	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
10	Temperatur oben am Kompressor	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
11	Temperatur unten am Kompressor	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
12	Flüssigkeitstemperatur	Thermoelement	-40°C - 70 °C	± 0.5 °C	Typ K
13	Kältemitteltemperereatur am Verdampfereintritt	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
14	Kältemittelniederdruck	Keller PAA21	0-10 bar,a	± 0.1 bar	0-10V
15	Kältemittelhochdruck	Keller PAA21	0-50 bar,a	± 0.5 bar	0-10V
16	Temperatur im Maschinenraum	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
17	Umgebungstemperatur	Thermoelement	-40°C - 70°C	± 0.5 °C	Typ K
18	el. Leistungsaufnahme der Quellenpumpe	Infratek ITL-100	0-2.3kW	± 5W	0-5V
19	el. Leistungsaufnahme der Senkenpumpe	Infratek ITL-100	0-2.3kW	± 5W	0-5V

### 6.3 Messergebnisse

Alle in Tabelle 20 aufgelisteten Grössen wurden im Feldversuch gemessen. Beim Quellenenmassenstrom gab es einige Messausfälle des Volumenstromsensors auf Grund von einer schlecht funktionierenden Entlüftung. Diese Ausfälle sind nicht entscheidend, da die Quellenpumpe ungeregelt ist und sich somit der Quellenvolumenstrom nur geringfügig ändern kann. Abbildung 59 bis Abbildung 61 zeigen Diagramme der Rohmessdaten, wie sie bei den oben beschriebenen Messungen erfasst wurden. Damit die Messdatenfiles nicht zu gross werden, wurden sie immer nach circa einem Tag in einem neuen File abgespeichert. Auf diese Weise wurden die Messdaten über einen Zeitraum von ca. 6 Monaten (Heizperiode) aufgenommen. Die Messdaten aller durchgeführten Messungen sind vom Autor erhältlich.

In Abbildung 61 ist gut zu sehen, dass sich die Sondentemperatur während der Stillstandszeit erholt und die ersten Minuten nach Einschalten der Wärmepumpe die Rücklauftemperatur hochgehalten wird, bis sich die Sonde zum ersten Mal geleert hat. Anschliessend sinken dann die aus der Sonde austretende Temperatur und somit auch der Niederdruck erheblich ab. Dieser Effekt führt zu einer besseren Effizienz im Teillastbereich der Sole/Wasser Wärmepumpe.

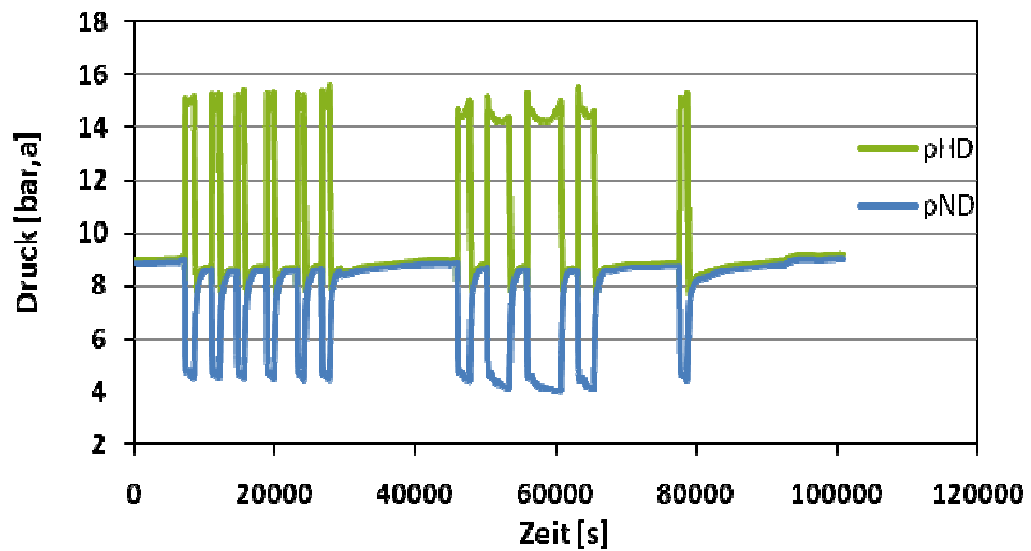


Abbildung 59: Messwerte der Kältemitteldrücke

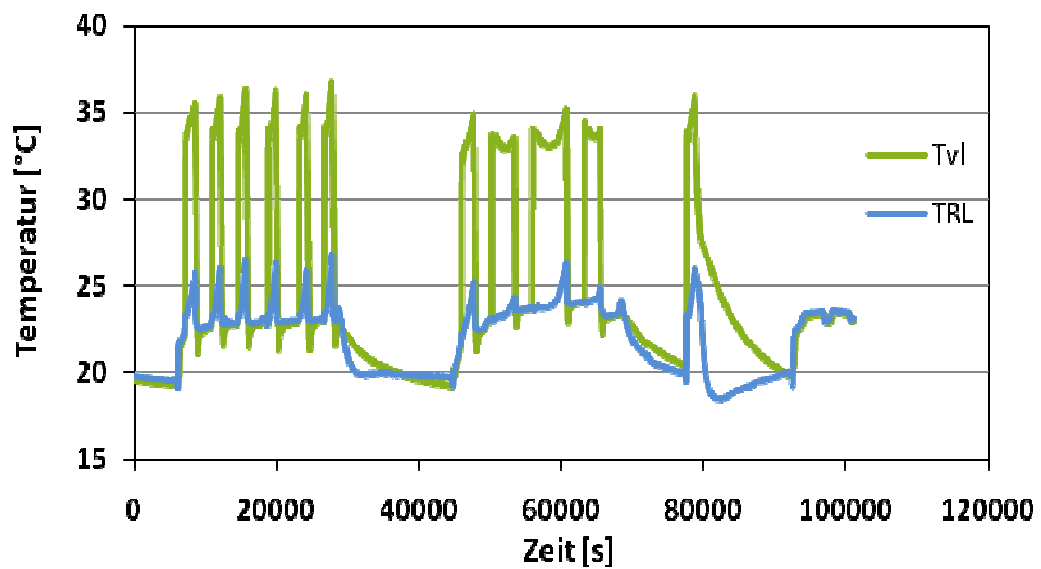


Abbildung 60: Messwerte der Senkentemperaturen

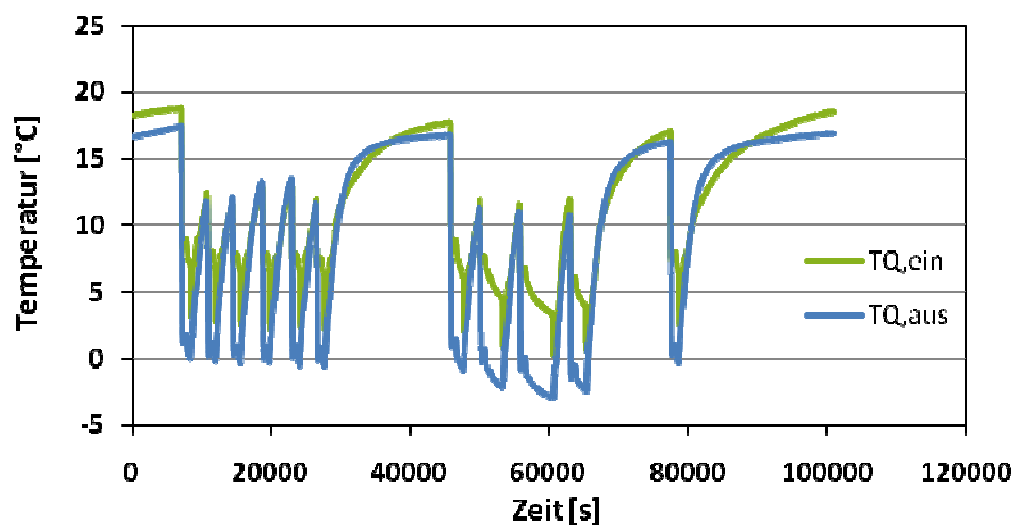


Abbildung 61: Messwerte der Quellentemperaturen

## 7. Modellierung von Sole/Wasser Wärmepumpen

Grundsätzlich gelten dieselben Gesetzmässigkeiten für die dynamische Simulation einer Luft/Wasser- und einer Sole/Wasser- Wärmepumpe. Die einzige Differenz aus Sicht der Wärmepumpe ist ein leicht geändertes Verdampfermodell. Dieses muss nun einerseits die Speicherkapazität des Quellenmediums berücksichtigen, andererseits wird das Verdampfermodell noch um ein dynamisches Modell der Erdsonde erweitert. Die einzelnen Teilmodelle können aus diesem Grund im Kapitel 3 (Modellierung) nachgelesen werden.

## 7.1 Modell der Erdsonde

Beim Modell der Erdsonde handelt es sich um ein einfaches selbstprogrammiertes „Finite Elemente“ Modell. Die Sonde wird vertikal in eine Anzahl (n) Teilstücke unterteilt und anschliessend wird für jedes dieser Teilelemente die Massen und Energiebilanz berechnet. Durch geschickte Anordnung der Elemente und ein „Forward-Time-Step“ Modell kann ein expliziter Lösungsansatz verwendet werden.

Abbildung 62 zeigt einen Ausschnitt aus dem Sondenmodell. Es handelt sich hierbei um eine einfache U-Sonde. Auf der linken Seite strömt die Sole nach unten und auf der rechten Seite wieder zurück zur Wärmepumpe. Die Abbildung zeigt vertikal in der Mitte das Element das gerade berechnet wird und darüber und darunter jeweils das vorhergehende und nachfolgende Element.

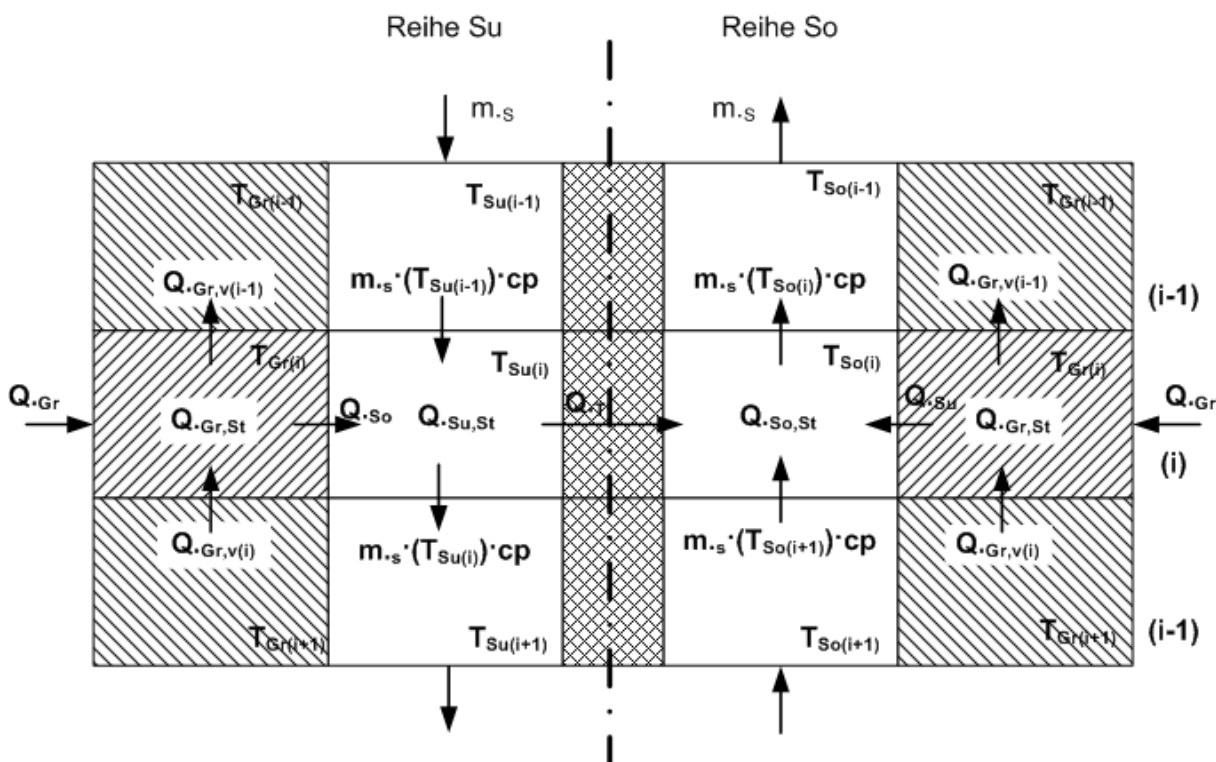


Abbildung 62: Ausschnitt eines Elementes aus dem Sondenmodell

Wärme strömt einerseits horizontal vom umliegenden Erdreich nach und andererseits wird ein kleiner Teil Wärme vertikal von unten nach oben transportiert. Im obersten Bereich kehrt sich der vertikale Wärmestrom durch die solare Einstrahlung um. Die Temperatur des umliegenden Erdreichs als Funktion der Tiefe muss zu Beginn der Simulation eingegeben werden. Auf diese Weise kann auch der Unstetigkeit in den obersten Metern Erdreich Rechnung getragen werden. Nach unendlich langer Stillstandszeit wird sich die Temperatur der Sonde und des direkt angrenzenden Erdreichs auf die umliegende Grundtemperatur einstellen. Dies kann als Startwert für die Simulation eingesetzt werden. Im Anschluss wird dann die Sole aus dem Verdampfer in die Sonde eingeleitet und die Berechnung beginnt. Durch die Temperaturdifferenzen werden Wärmeströme induziert, die die einzelnen Massenelemente abkühlen. In den Sonderelementen wird jeweils eine ideale Durchmischung der

Temperatur von eintretender und bereits vorliegender Sole angenommen. Diese Idealisierung wirkt sich dank kurzer Schrittweite nicht auf die Rechengenauigkeit aus.

Die Wärmespeicherung und kurzzeitigen Temperaturveränderungen im umliegenden Erdreich werden auf die folgende Art und Weise nachgebildet. Ein direkt an der Sonde anliegendes Element beinhaltet die Masse des umliegenden Erdreichs, die sich durch den Wärmeentzug ändert. Dieses Element wiederum wird vom darum umliegenden unendlich grossen Erdreichelement erwärmt. Durch diese Unterteilung kann auf einfache Art und Weise die Speicherwirkung des Bodens nachempfunden werden. Für eine jahreszeitliche Simulation würde diese Modell nicht ausreichen, dies ist jedoch auch nicht das Ziel dieser Aufgabe.

Das Modell für das i-te Sonderelement setzt sich nun folgendermassen zusammen:

Zwischen dem nach unten strömenden und dem nach oben strömenden Solemassenstrom kommt es zu einem Wärmeaustausch über die Hinterfüllung, die in diesem Falle massenlos angenommen wurde. Die Speicherfunktion wird in diesem Fall vom umliegenden Erdreich übernommen. Somit ergibt sich für die Transmission zwischen den beiden Soleströmen:

$$\dot{Q}_T = UA_T \cdot (T_{Su}(i) - T_{So}(i)) \quad (57)$$

Die nachfliessende Wärme des umliegenden nahen Erdreichs auf die beiden Soleströme ergibt sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{So} = UA_{So} \cdot (T_{Gr}(i) - T_{So}(i)) \quad (58)$$

$$\dot{Q}_{Su} = UA_{Su} \cdot (T_{Gr}(i) - T_{Su}(i)) \quad (59)$$

Die resultierende Leistung für die beiden Soleströme im i-ten Element während der Zeitdauer  $\Delta t$  kann mit Hilfe der zu- und abströmenden Soleströme gebildet werden.

$$\dot{Q}_{Su,st} = \dot{Q}_{Su} - \dot{Q}_T + \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{Su}(i-1) - T_{Su}(i)) \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{So,st} = \dot{Q}_{So} + \dot{Q}_T + \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{So}(i+1) - T_{So}(i)) \quad (61)$$

Daraus ergibt sich nun die Temperaturänderung der Sole im jeweiligen Element aus den Beziehungen

$$\dot{Q}_{Su,st} = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot \frac{dT_{Su}(i)}{dt} \quad (62)$$

$$\dot{Q}_{So,st} = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot \frac{dT_{So}(i)}{dt} \quad (63)$$

Die neuen Soletemperaturen im Element i sind somit berechnet und im nächsten Schritt muss noch die Temperatur des umliegenden Erdreichspeichers bestimmt werden. Die Temperaturänderung des Erdreichs kann auf ähnliche Art und Weise wie jene der Sole bestimmt werden. Es ergibt sich wieder eine Wärmeübertragung mit dem umliegenden Grundelement in horizontaler Richtung sowie ein Wärmestrom von den oberen und unteren Grundelementen in vertikaler Richtung. Diese Wärmeströme können folgendermassen beschrieben werden:

$$\dot{Q}_{Gr} = UA_{Gr} \cdot (T_{Grund} - T_{Gr}(i)) \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{Gr,v}(i) = UA_{Gr,v} \cdot (T_{Gr}(i+1) - T_{Gr}(i)) \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{Gr,v}(i-1) = UA_{Gr,v} \cdot (T_{Gr}(i) - T_{Gr}(i-1)) \quad (66)$$

Mit Hilfe dieser Wärmeleistungen ist es möglich die resultierende Leistung für das Massenelement (Gr) zu bestimmen die dann über das Zeitelement  $\Delta t$  zu einer Temperaturveränderung im Erdreich führt.

$$\dot{Q}_{Gr,st} = 2 \cdot \dot{Q}_{Gr} - \dot{Q}_{So} - \dot{Q}_{Su} + 2 \cdot \dot{Q}_{Gr,v}(i) - 2 \cdot \dot{Q}_{Gr,v}(i-1) \quad (67)$$

$$\dot{Q}_{Gr,st} = \dot{m}_{Gr} \cdot c_{p,Gr} \cdot \frac{dT_{Gr}(i)}{\Delta t} \quad (68)$$

Nun sind alle Temperaturen im i-ten Element bekannt und die Simulation kann das nächste Element berechnen. Auf diese Weise kann die Sonde in mehrere Teile unterteilt simuliert werden.

Die Bestimmung der Parameter UA und der Massen der einzelnen Elemente basiert auf etwas Geometrie und einigen Annahmen. Diese Annahmen wurden in Anlehnung an [22] getroffen:

- Leitfähigkeit des Erdbodens und der Hinterfüllung: 1 W/(m·K)
- Spezifische Wärmekapazität des Erdbodens: 2 kJ/(kg·K)
- Durchmesser des temperaturveränderlichen Grundelements: 1 m
- Dichte des Erdreichs: 2000 kg/m<sup>3</sup>
- Stoffwerte der Sole: je nach Zusammensetzung und Typ

Um das Modell mit der Realität zu überprüfen wurde ein einfacher Vergleich mit den Messdaten aus der Feldmessung getroffen. Es handelt sich hierbei nicht um die Verifikation des Gesamtmodells der Wärmepumpe sondern um die Validierung eines Teilmodells.

Bei der Erdwärmesonde handelt es sich um ein einfaches U-Rohr mit einer Tiefe von 135m und einem Rohrdurchmesser von 40 mm. Die Sonde ist mit Propylenglykol (22%) gefüllt. Als Temperatur des umgebenden Erdreichs wurden 8 °C an der Erdoberfläche und 9 °C in 135m Tiefe angenommen, dazwischen wurde linear interpoliert. Die Simulation selbst wurde bei einer fixen Zeitschrittweite  $\Delta t$  mit verschiedenen Anzahlen an Elementen durchgeführt. Es zeigt sich dabei, dass sich das Modell sehr gutmütig verhält, zwischen einer Simulation mit 20 Elementen und einer Simulation mit einigen hundert Elementen ergeben sich Temperaturdifferenzen von kleiner 0.05°C, was bedeutet, dass eine recht hohe Simulationsgeschwindigkeit erzielt werden kann.

Für die Verifikation wurden die Einlasstemperatur der Sonde aus den Messdaten sowie der gemessene Sondenmassenstrom vorgegeben. Daraus wurden die Temperaturen am Sondenaustrag berechnet und mit den gemessenen Werten verglichen.

Als Anpassparameter wurden der Wärmeübergang zwischen Untergrund und Sonde sowie der Durchmesser des umliegenden Massenelements verwendet. Das Modell erweist sich glücklicherweise als sehr robust im Bezug auf die verschiedenen Parameter.

Wie in Abbildung 63 zu sehen ist, stimmen der Verlauf von simulierter Temperatur und gemessener Temperatur gut überein. Sowohl qualitativ als auch quantitativ passen die gemessene und die simulierte Austrittstemperatur der Sole gut zusammen.



Das Modell eignet sich somit gut für den Einbau in das Sole/Wasser Wärmepumpenmodell und den Einsatz in der parametrischen Studie.

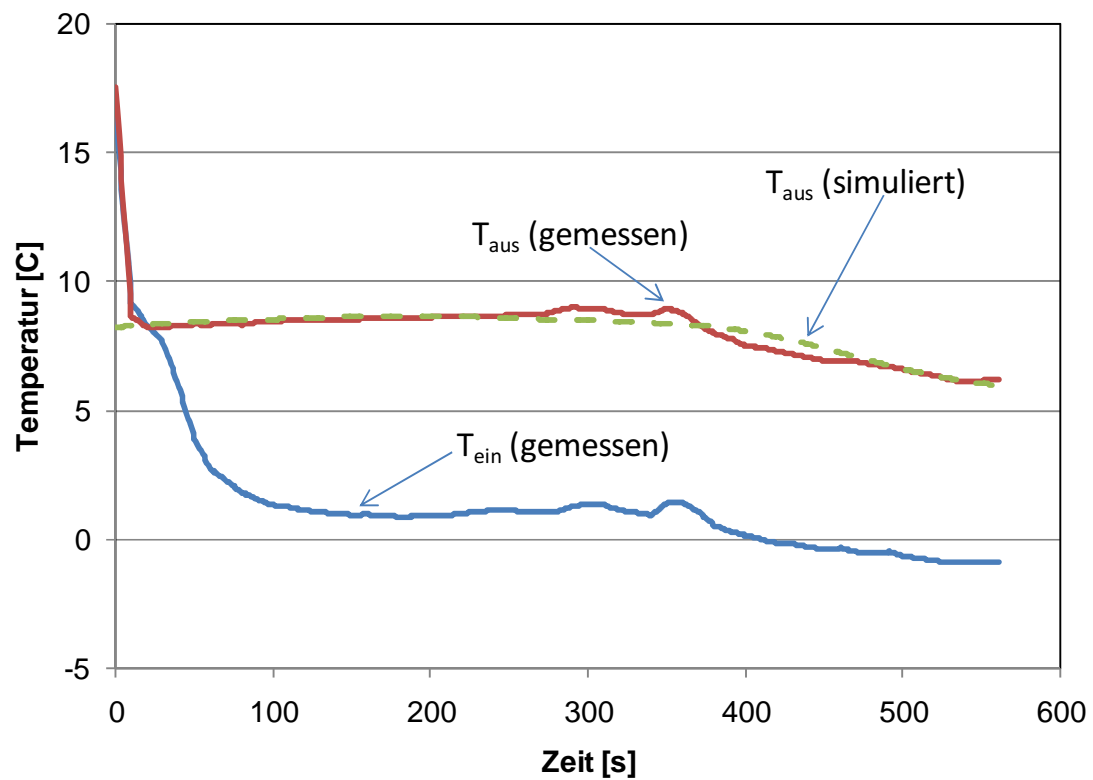


Abbildung 63: Validierung des Sondenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung

## 8. Verifikation des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells

Um die Gültigkeit des Simulationsmodells für die Sole/Wasser Wärmepumpe zu überprüfen wurde ein Vergleich zwischen Messdaten und Simulation durchgeführt. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation ist im Falle der Feldmessung etwas schwieriger, da die Umgebungsbedingungen nicht konstant sind. Im Anschluss wird der Vergleich mit einem Messdaten-Abschnitt durchgeführt, der senkenseitig so konstant als mögliche Umgebungsbedingungen hatte.

Für den Vergleich wurden im Vergleich zum Luft/Wasser Wärmepumpenmodell keine Konstanten im Modell angepasst, sondern alle Grundeinstellungen der Simulation auf ihrem ursprünglich berechneten Wert belassen.

Aufbauend auf den Detailanalysen der Luft/Wasser Wärmepumpensimulation wurden auch keine detaillierten Validierungen der Einzelkomponenten für die Sole/Wasser Wärmepumpe durchgeführt. Als einzige Elemente wurden der Verdampfer und die Erdsonde etwas genauer untersucht, die Ergebnisse hierzu sind im vorgängigen Kapitel zu finden.

Abbildung 64 zeigt die Messdaten und Simulationsdaten bezogen auf Hochdruck und Niederdruck über einen Zeitraum von circa 30 Minuten. Wie zu sehen ist, stimmen die Beharrungswerte der Drücke gut überein, mit einer leichten ansteigenden Abweichung des gemessenen Hochdrucks am Ende des dargestellten Bereichs. Die Erklärung für diese Abweichung kann dadurch gegeben werden, dass sich die Vorlauftemperatur während der Messung über die Zeit etwas erhöht hat. Diese Vermutung wird durch Abbildung 65 bestätigt.

Während der Anlaufphase steigt der Hochdruck im Modell schneller an als in der Messung. Auf Grund der geringen Abtastfrequenz in der Messung ist ein genauerer Vergleich leider nicht möglich. Die langsamere Zeitkonstante auf der Niederdruckseite wird vom Modell und Messung hingegen recht gut erfasst.

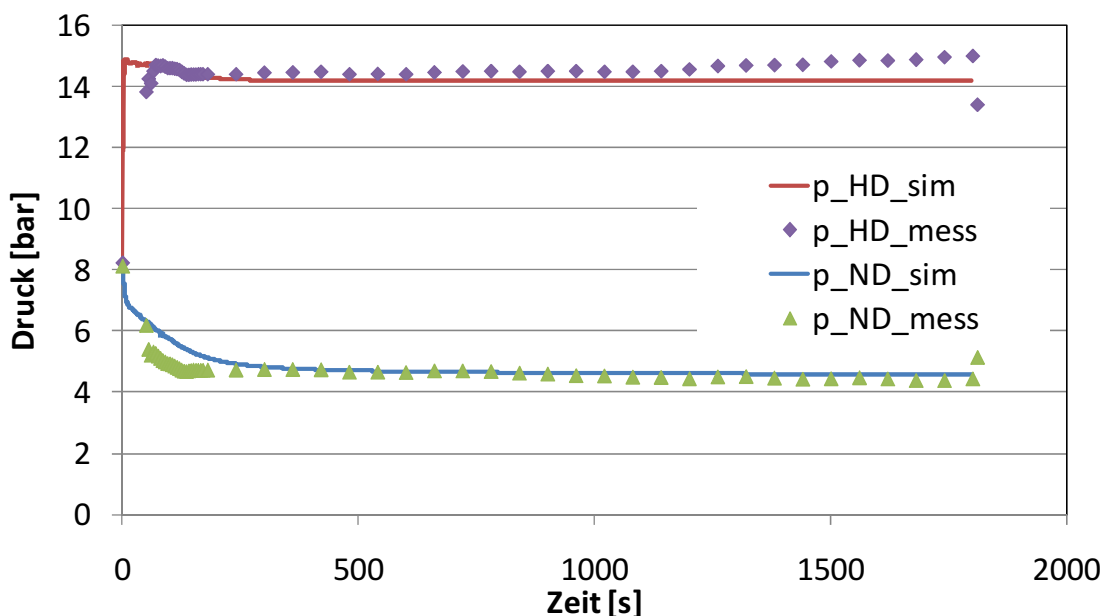


Abbildung 64: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Druckseitig)

In Abbildung 65 ist zudem sichtbar, dass die Temperaturmessung gegenüber der Simulation eine relativ grosse Totzeit erfährt. Diese liegt auf Grund der Anordnung der Messfühler bei knapp einer Minute. Der Verlauf der Temperatur in Simulation und Messung ist unter Berücksichtigung dieser Verschiebung sehr ähnlich und auch die Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf liegt im selben Bereich. Dieser Fakt drückt sich auch dadurch aus, dass die berechnete Dauerleistung mit der gemessenen Leistung gut zusammenstimmt, wie in Abbildung 66 zu sehen ist. In dieser Abbildung ist ebenfalls wieder der grosse Zeitverzug zwischen Messung und Simulation sichtbar. Des Weiteren liefert die Simulation einen wesentlich höheren Spitzenwert für die Heizleistung als die Messung, die nur ein geringes Überspringen zeigt. Elektrische Leistung und Heizleistung im Dauerbetrieb stimmen zwischen Messung und Simulation hingegen wieder innerhalb der Messtoleranz zusammen.

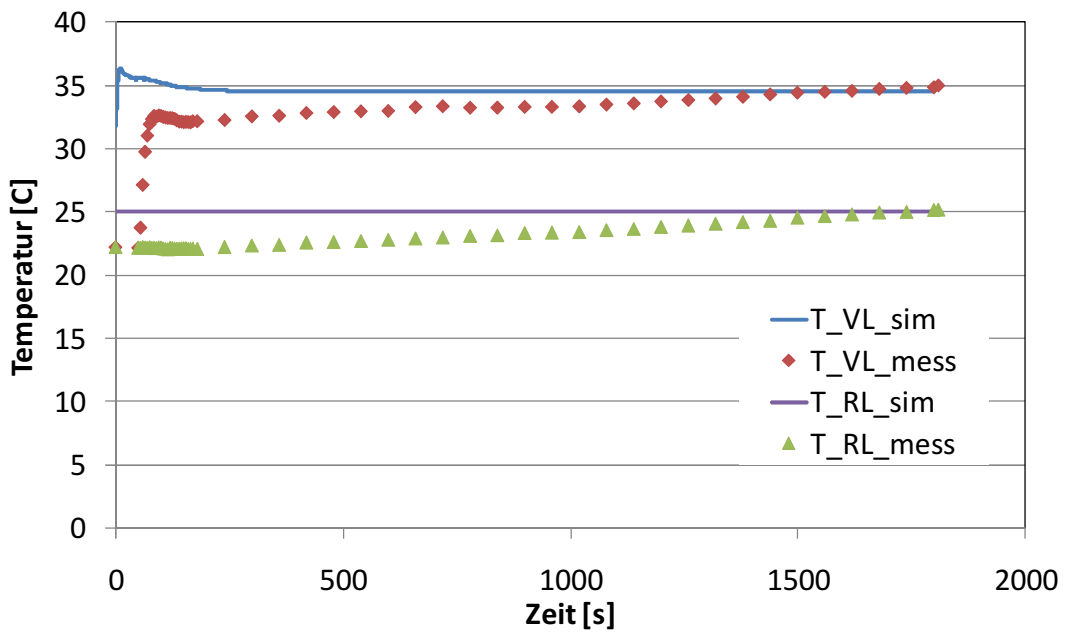


Abbildung 65: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Vorlauf und Rücklauf Temperatur)

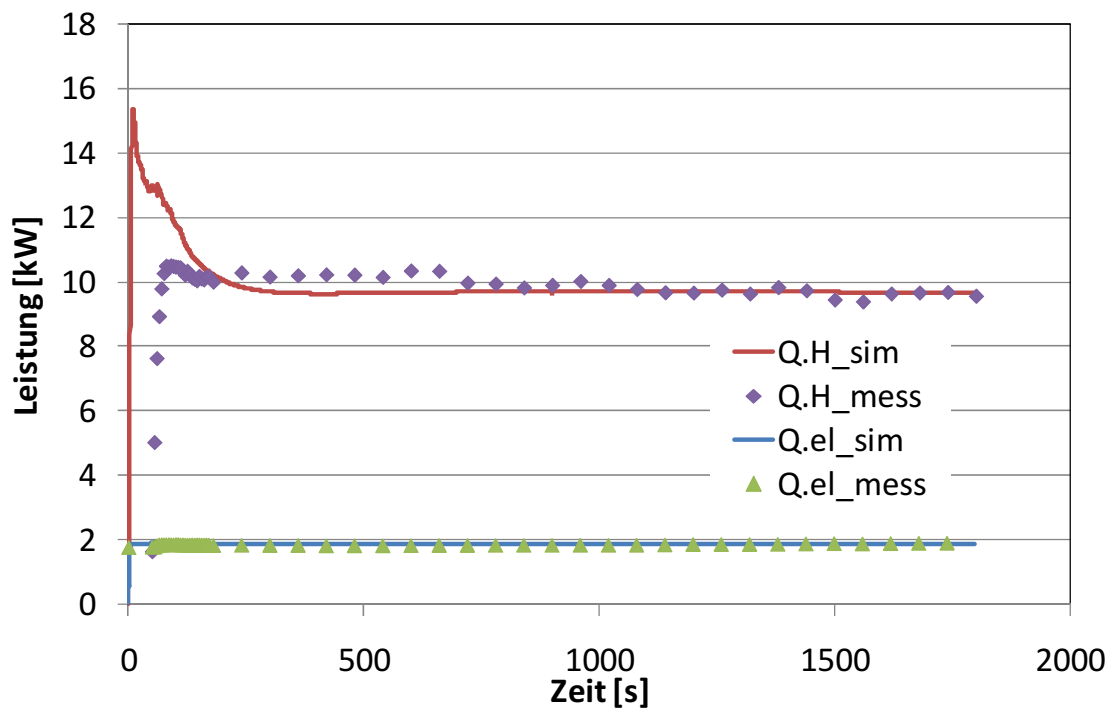


Abbildung 66: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Elektrische Leistung und Heizleistung)

Um die Heizleistung nun einem fairen Vergleich unterziehen zu können wurden wiederum die Trägheit des Fühlers und die Totzeit der Anordnung berechnet und berücksichtigt. Die Berechnung erfolgt analog der Herleitung in Abschnitt 4.6 mit den entsprechenden Abständen, Durchflüssen und Massen der Fühler. Abbildung 67 zeigt das Ergebnis dieser Analyse. Es ist klar zu sehen, dass die Fühleranordnung die bestimmende Größe für die Abweichung von Messung und Simulation ist. Die Übereinstimmung von verzögerter Simulation und den Messwerten ist sehr gut.

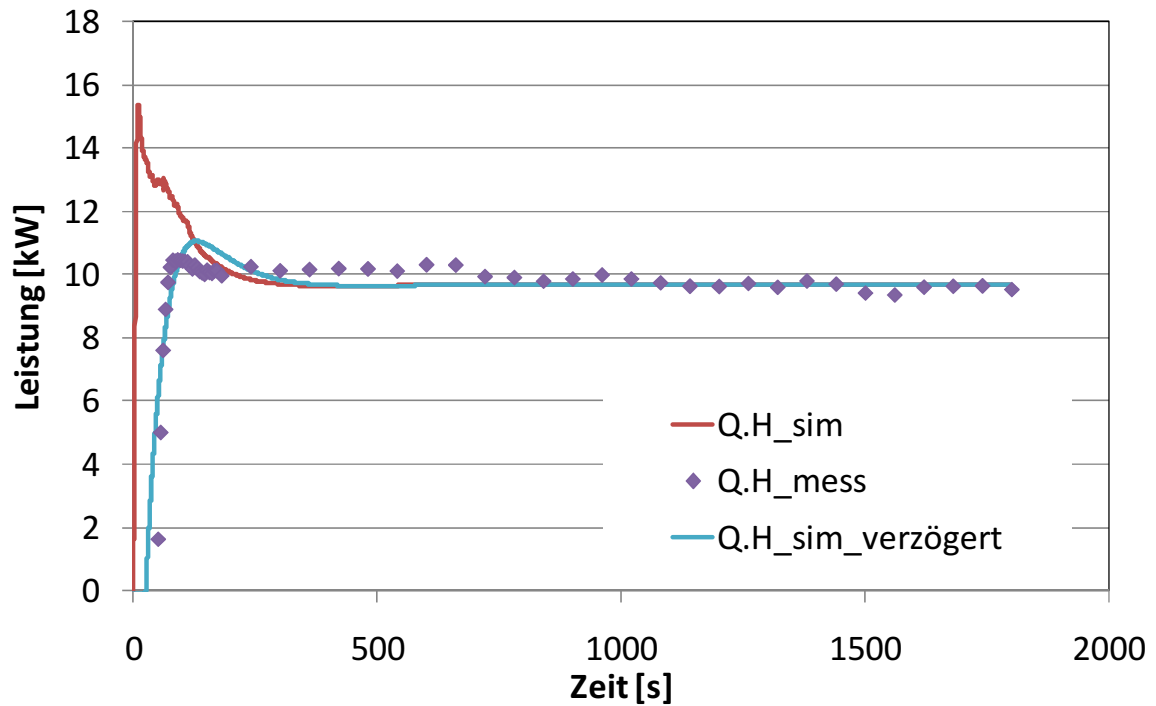


Abbildung 67: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Heizleistung und Heizleistung unter Berücksichtigung der Verzögerung)

Neben der qualitativen Analyse der Ergebnisse wurde natürlich auch ein quantitativer Vergleich wie bei der Luft/Wasser Wärmepumpe durchgeführt. Die Ergebnisse der Analyse sind in Tabelle 21 zusammengefasst. Wir sehen die Messwerte, die Simulationswerte und die verzögerten Simulationswerte sowie die berechnete Abweichung der wichtigsten Grössen. Die Abweichung wurde nur für die verzögerten Simulationswerte durchgeführt, da dies der fairste Vergleichswert zwischen Messung und Simulation ist. Es zeigt sich, dass die Fehler im Bereich von 1% bis 4% erfreulich gering sind. Auch die Standardabweichung liegt mit ca. 1% bei einem ausgezeichneten Wert. Der Vergleich liegt für alle Werte innerhalb der Messtoleranz.

Tabelle 21: Mittelwerte von Simulation und Messung der Sole/Wasser Wärmepumpe

Grösse	Messung	Simulation	Simulation (verzögert)	Abweichung (verzögert)
Q <sub>·Heiz,5m</sub>	9.6 [kW]	10.8 [kW]	9.9 [kW]	-3.1 [%]
Q <sub>·Heiz,40m</sub>	9.7 [kW]	10.0 [kW]	9.6 [kW]	-1.0 [%]
Q <sub>·el,5m</sub>	1.83 [kW]	1.89 [kW]	1.89 [kW]	3.3 [%]
Q <sub>·el,40m</sub>	1.83 [kW]	1.89 [kW]	1.89 [kW]	3.3 [%]
COP <sub>·5m</sub>	5.3[-]	5.7[-]	5.2[-]	-1.8[%]
COP <sub>·40m</sub>	5.3[-]	5.3[-]	5.1[-]	-3.7[%]
Stdabw. bei $\tau_{5m}$				1.2 [%]
Stdabw.bei $\tau_{40m}$				1.0 [%]

Auf Grund der guten Ergebnisse der Validierung wird auf eine Sensitivitätsanalyse wie bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe verzichtet. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Simulationen gut mit den Messungen übereinstimmen und die Differenzen im Bereich der Messunsicherheit und der zeitlichen Verzögerung der Messwerte gegenüber der Simulation liegen. Dies lässt darauf schliessen, dass mit der Simulationssoftware zuverlässige Vorhersagen über das Verhalten der Wärmepumpe im Taktbetrieb gemacht werden können.

## 9. Parametrische Studie Sole/Wasser Wärmepumpen

Mit dem validierten Sole/Wasser Wärmepumpenmodell wurden parametrische Simulationen durchgeführt, die im Folgenden präsentiert werden.

Wie im Falle der Luft/Wasser Wärmepumpe wurden wiederum zwei Simulationsreihen durchgeführt:

1. Bei einer Zykluszeit von 60 Minuten sind zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen die Leistungszahlen (COP) bestimmt worden.
2. Bei einem Laufzeitverhältnis von 50% sind zu verschiedenen Zykluszeiten die Leistungszahlen bestimmt worden.

Da sich die Wärmepumpe über eine gewisse Zeit aufwärmen muss, wurden jeweils zwei volle Taktzyklen simuliert. Ein Zyklus beinhaltet jeweils den Anlaufvorgang mit nachfolgendem Betrieb und anschliessendem Stillstand der Wärmepumpe. Die Senken-Umwälzpumpe ist während dem Stillstand der WP ausgeschaltet, der Senkenvolumenstrom also gleich Null. Dasselbe gilt für die quellenseitige Pumpe. Als Ausgangszustand der Simulation wird eine total ausgekühlte Wärmepumpe und eine ungestörte Sonde gewählt.

Mit der Simulation werden dann für den Anlaufvorgang alle relevanten Grössen wie Temperaturen, Kältemittelmassen in den Wärmetauscher, Heizleistung, elektrische Leistungsaufnahme usw. bestimmt. Nach dem Ausschalten der WP kühlen sich die Komponenten je nach Dauer der Stillstandzeit mehr oder weniger ab und die Wärmequelle erholt sich, was sich dann in unterschiedlichen Startzuständen der folgenden Zyklen äussert. Die Leistungszahl entspricht dem Verhältnis der während der Laufzeit der WP abgegebenen Heizenergie zu der aufgenommenen elektrischen Energie (ohne Pumpen).

### 9.1 Erste Simulationsreihe

Die Untersuchung zu verschiedenen Laufzeitverhältnissen bei einer Zykluszeit von 60 min soll darüber Aufschluss geben, ob es effizienter ist, eine geforderte Wärmemenge während einer langen Laufzeit bei kleiner Heizleistung abzugeben wie in Abbildung 68 oben, oder besser mit einer höheren Heizleistung in einer kürzeren Zeit wie in Abbildung 68 unten dargestellt.

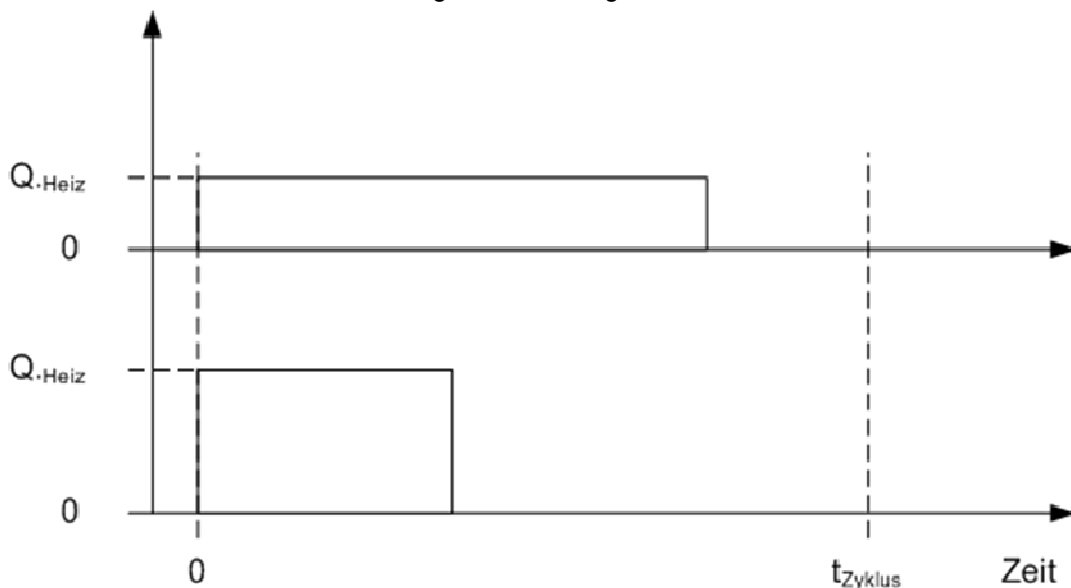


Abbildung 68: Abgabe der Heizleistung

Abbildung 69 zeigt die Heizleistung bei variablem Laufzeitverhältnis und einer konstanten Zykluszeit von einer Stunde. Vor allem im Zyklus 1 ergibt sich bei kleinem Laufzeitverhältnis eine höhere Heiz-

leistung. Dies rührt daher, dass die Komponenten der Wärmepumpe zu Beginn der Simulation auf Raumtemperatur sind. Beim zweiten Zyklus ist dann der Vorteil der geringen Zykluszeiten wesentlich kleiner. Es zeigt sich jedoch, dass die kurzen Einschaltzeiten die Leistung der Wärmepumpe erhöhen.

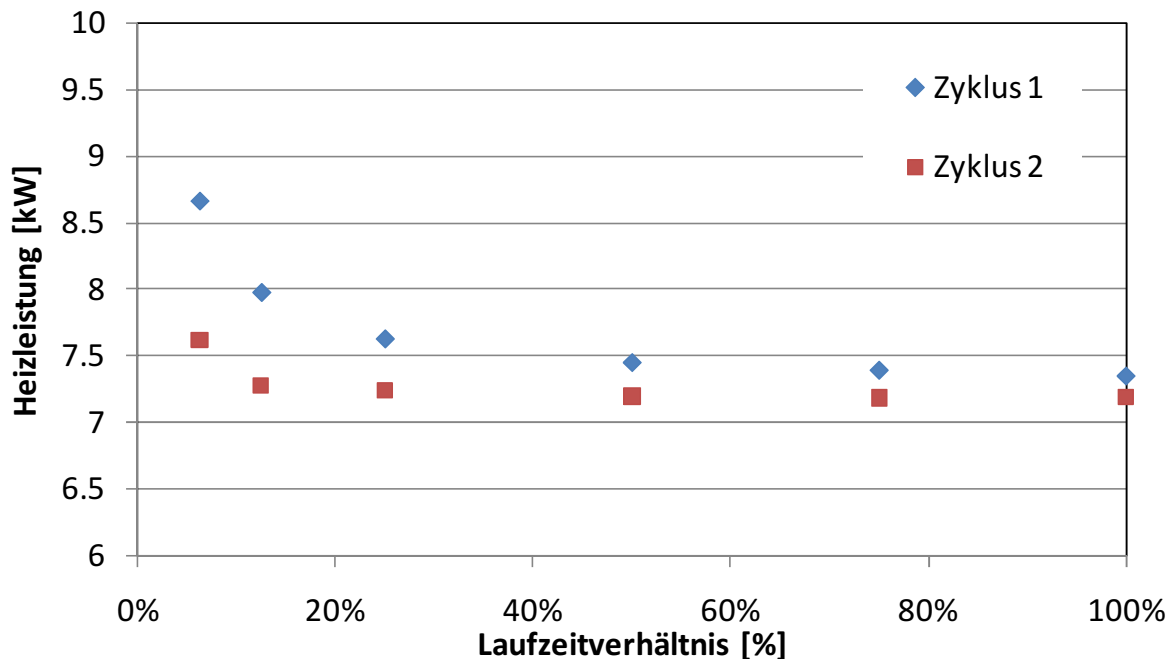


Abbildung 69: Heizleistung in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnisses mit einer Zykluszeit von einer Stunde

Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der Leistungszahl der Wärmepumpe. Abbildung 70 zeigt den Anstieg des COP bei kurzen Laufzeitverhältnissen. Dieser relative Anstieg liegt im Bereich von maximal 5-10% wie in Abbildung 71 zu erkennen ist.

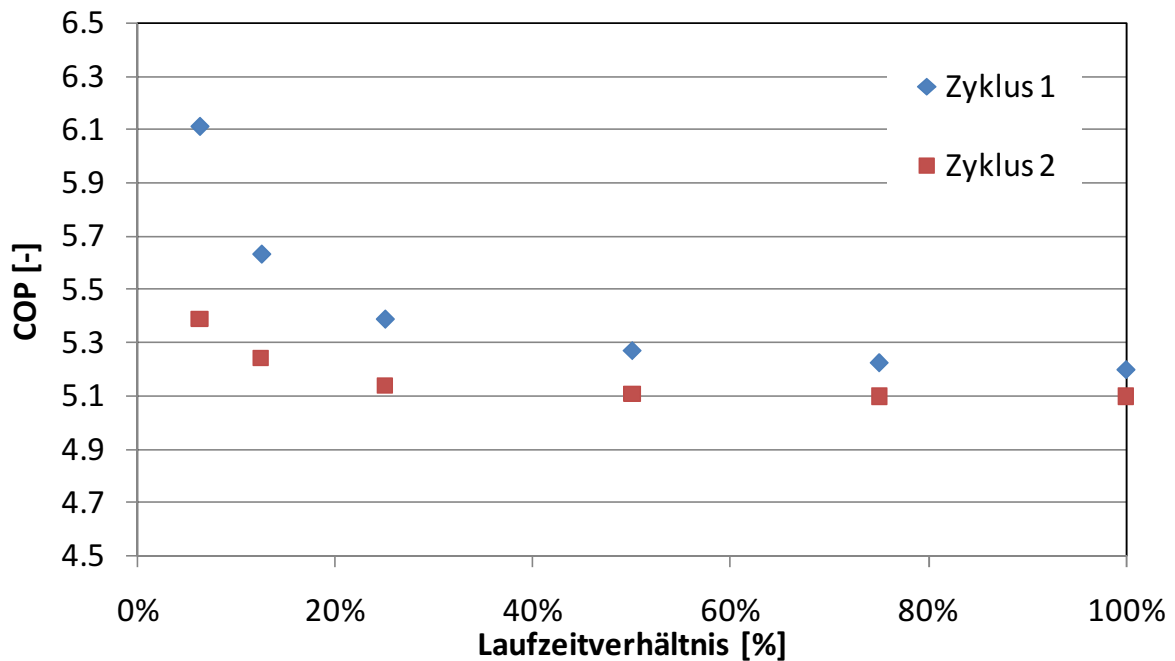


Abbildung 70: COP in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnisses mit einer Zykluszeit von einer Stunde

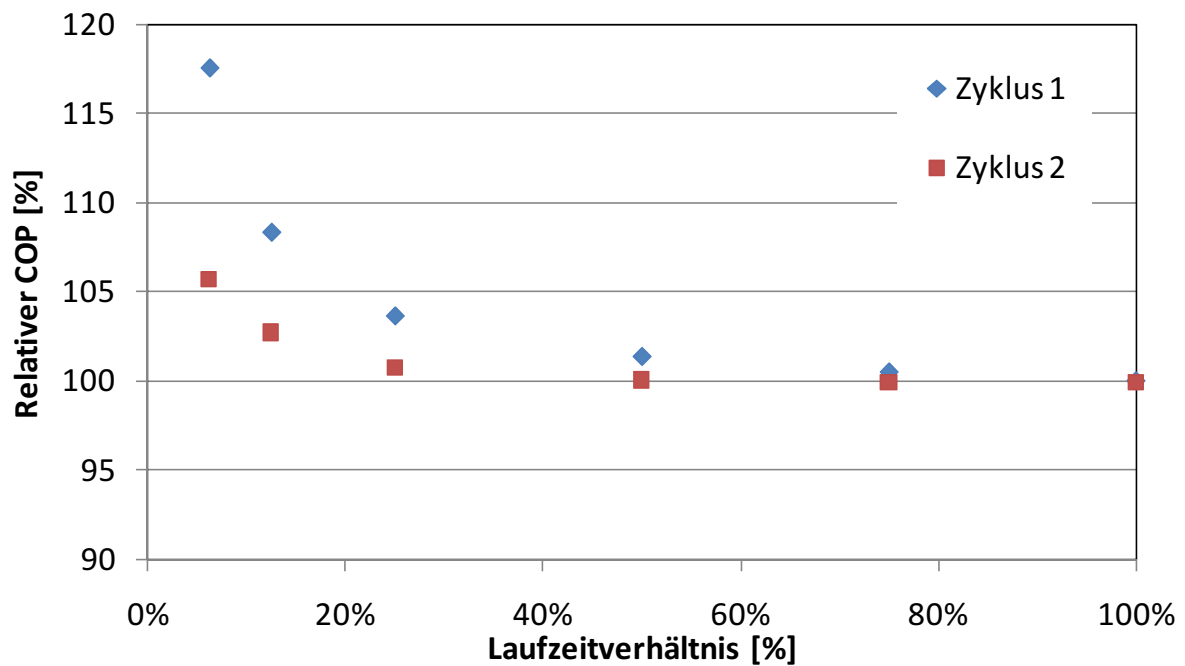


Abbildung 71: Relative Leistungszahl bezogen auf die Dauerleistung in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnisses mit einer Zykluszeit von einer Stunde

Um die Gründe für die Verbesserung der Leistungszahl noch besser verstehen zu können wird in Abbildung 72 die Quelleneintrittstemperatur dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass sich die Erdsonde bei einer reduzierten Laufzeit erholen kann und die Quellentemperatur somit höher ist. Je nachdem wie schnell sich die Sonde erholen kann, ist dieser Vorteil signifikant. Im vorliegenden Fall wurde von einer Regeneration ohne wasserführende Schichten ausgegangen. Dieser Effekt könnte die Regenerationszeit natürlich noch weiter verkürzen.

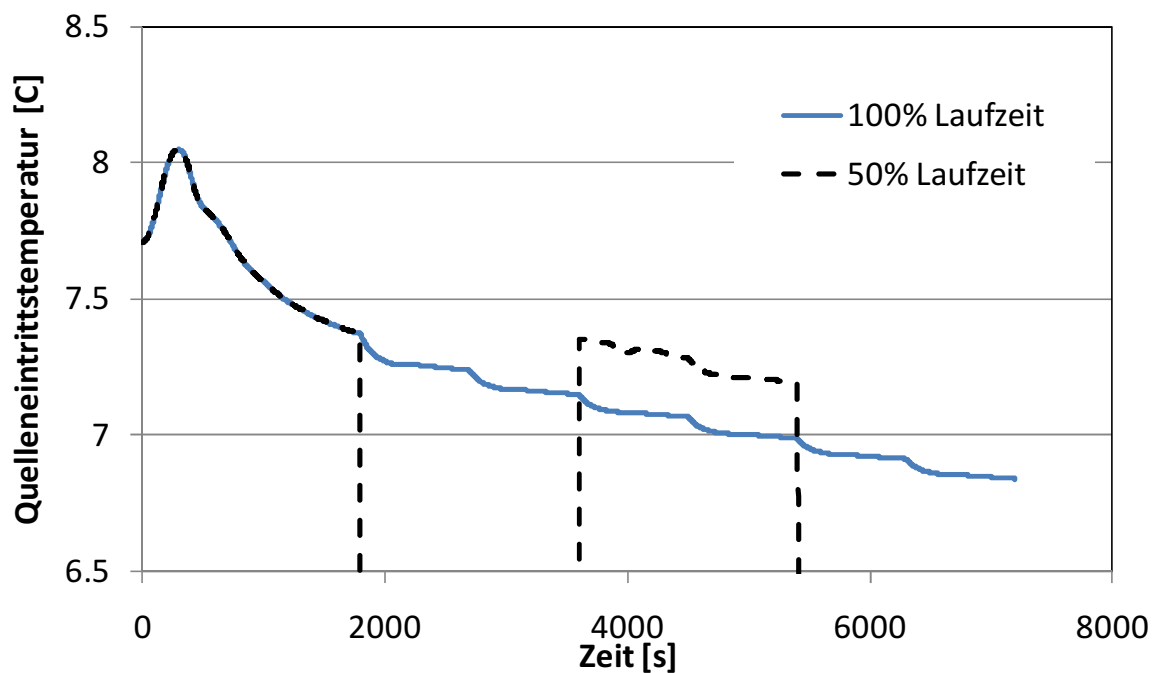


Abbildung 72: Vergleich der Quelleneintrittstemperatur im Vollast und Teillastbetrieb

Der Vollständigkeit halber sind auch noch die Druckverhältnisse und die Leistungen in den Abbildungen 73 und 74 dargestellt. In beiden Grafiken kann man erkennen, dass nach dem Einschalten der Wärmepumpe die Leistung und der Hochdruck für einige Zeit anwächst und erst nach einigen Minuten Laufzeit den Beharrungswert erreicht. Die elektrische Leistung verändert sich dadurch nur geringfügig.

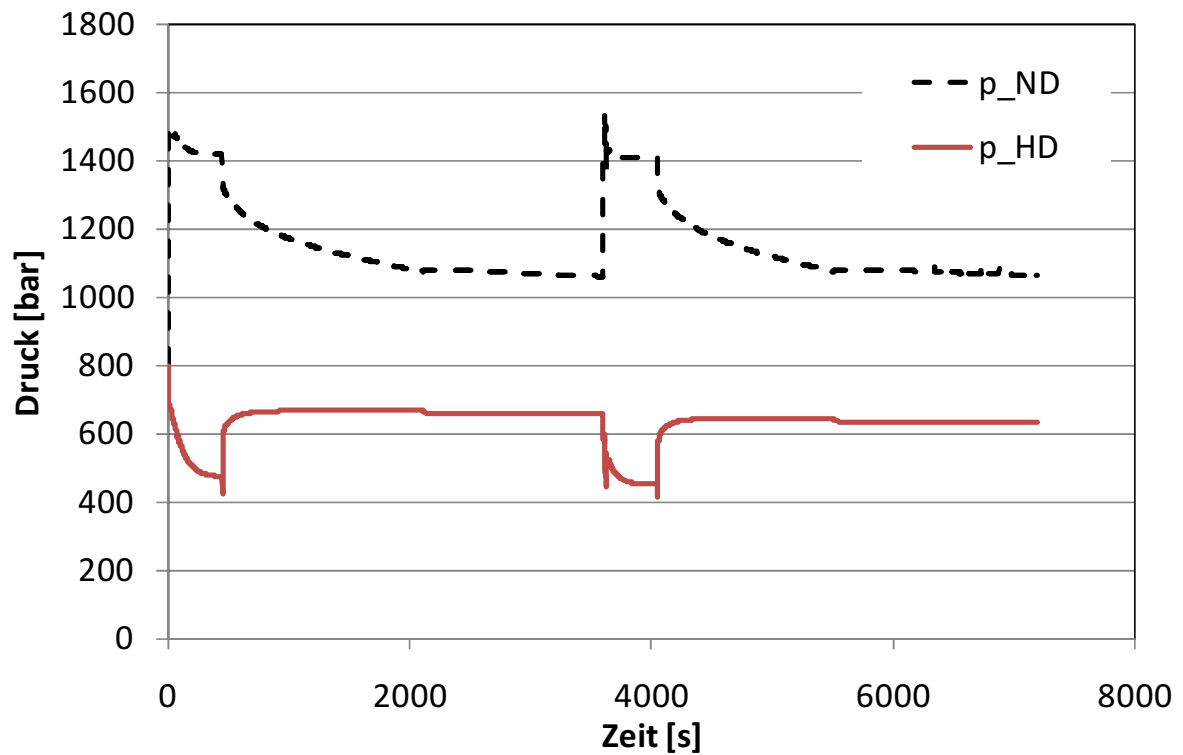


Abbildung 73: Hochdruck und Niederdruck bei einem Einschaltzeitverhältnis von 12.5%

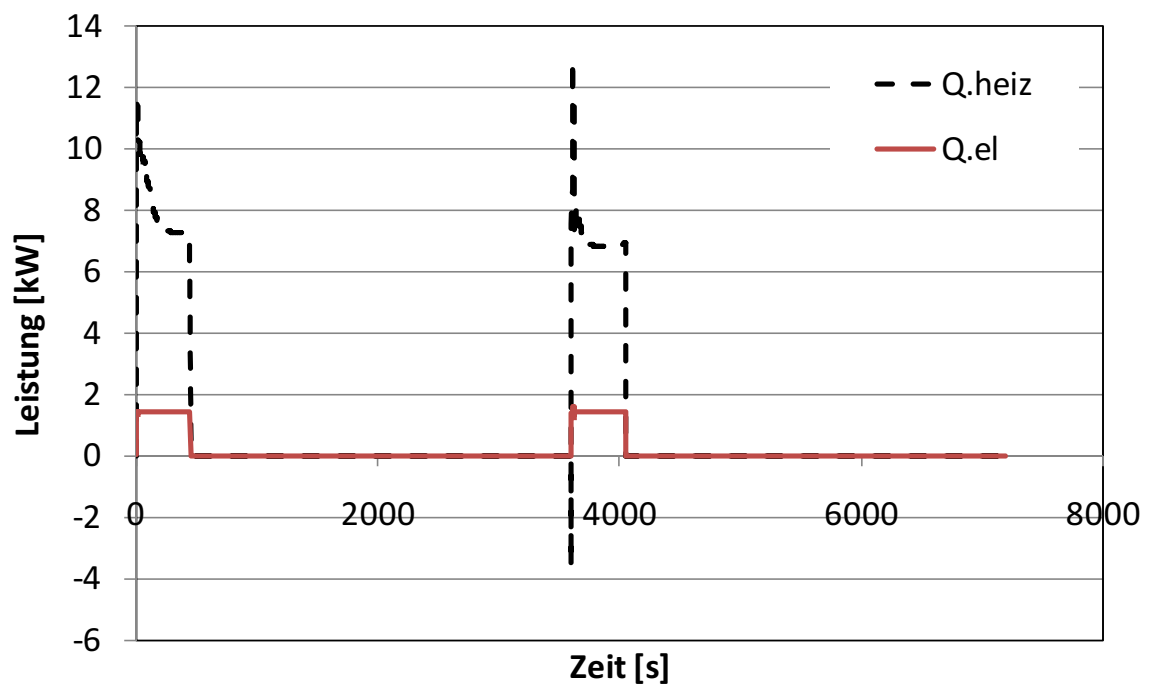


Abbildung 74: Heizleistung und elektrische Leistung bei einem Einschaltzeitverhältnis von 12.5%



## 9.2 Zweite Simulationsreihe

Die Untersuchung zu verschiedenen Zykluszeiten bei einem Laufzeitverhältnis von 50% soll die Frage klären, ob die Effizienz besser ausfällt, wenn eine geforderte Energiemenge während einem langen Zyklus abgegeben wird, oder in mehreren kurzen Zyklen, wie in Abbildung 75 dargestellt wird.

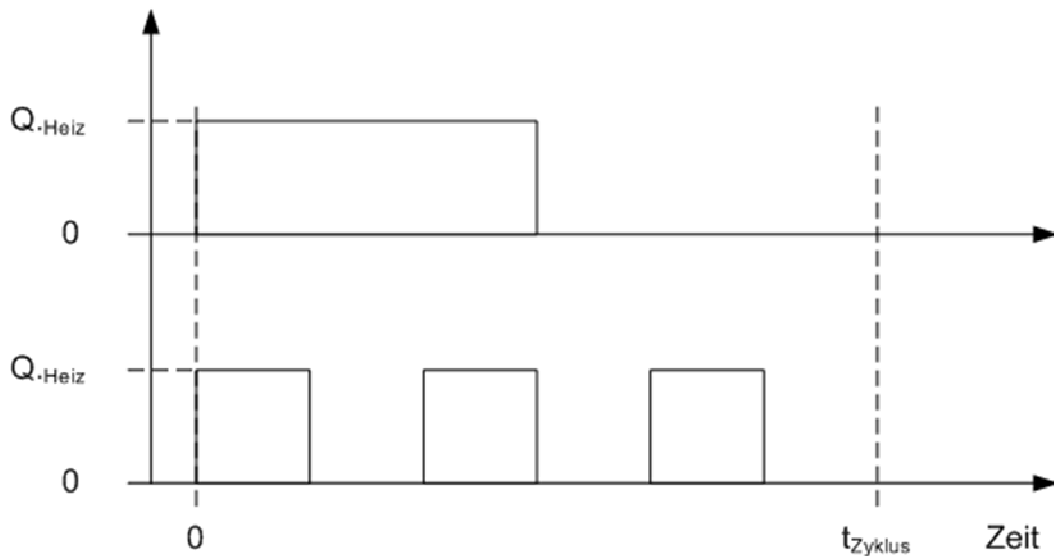


Abbildung 75: Abgabe der Heizleistung

Mit einem grösseren Laufzeitverhältnis wird bei festgehaltener Zykluszeit auch die Laufzeit grösser und damit kommt die Wärmepumpe dem Beharrungszustand näher. Die Wärmeströme, welche durch die Aufheizung der Komponenten verloren gehen, werden mit der Laufzeit kleiner. Andererseits wärmt sich die Quelle während der Stillstandszeit auf, was einen gegenteiligen Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe ausübt.

Abbildung 76 zeigt die Heizleistung bei variabler Zykluszeit und einem konstanten Laufzeitverhältnis von 50%. Vor allem im Zyklus 1 ergibt sich bei kurzen Zykluszeiten eine höhere Heizleistung. Dies rührt daher, dass die Komponenten der Wärmepumpe zu Beginn der Simulation auf Raumtemperatur sind. Beim zweiten Zyklus ist dann der Vorteil kurzer Laufzeiten wesentlich weniger stark ausgeprägt. Es zeigt sich jedoch, dass ein Takten mit kurzen Zykluszeiten die Effizienz der Wärmepumpe tendenziell erhöht.

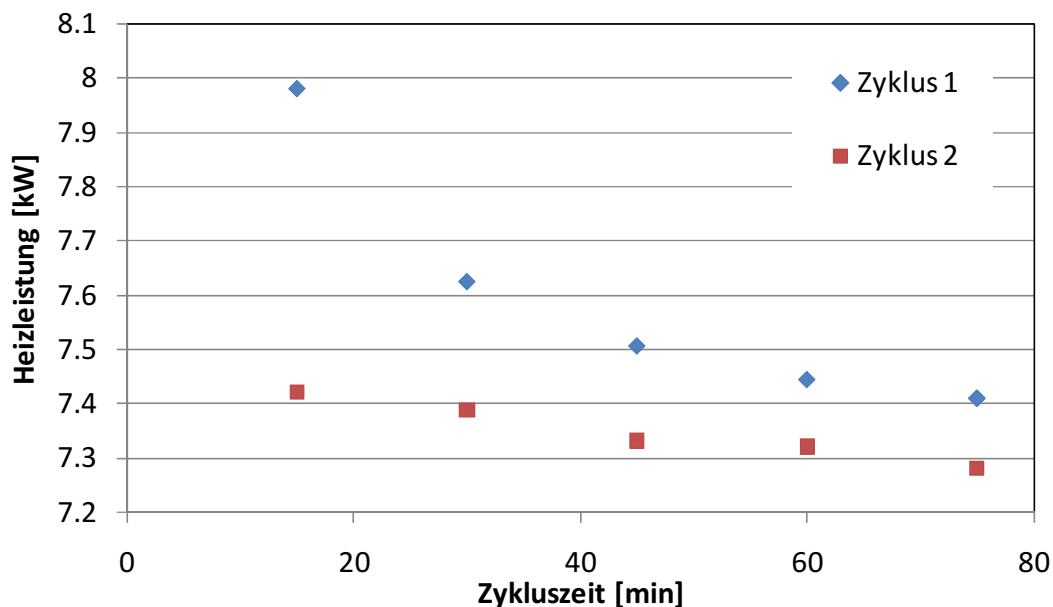


Abbildung 76: Heizleistung bezogen auf die Zykluszeit bei einem Laufzeitverhältnis von 50%.

Abbildung 77 zeigt, dass sich dieser Effekt auch auf die Leistungszahl der Wärmepumpe auswirkt. Bei kurzer Zykluszeit liegt die Leistungszahl um einige Prozent höher als bei einer langen Zykluszeit. Die Erklärung für dieses Verhalten fällt einfach, wenn man das Regenerationsverhalten der Wärmequelle bedenkt. Im Gegensatz zur Luft Wärmepumpe, bei der kein Wärmespeicher auf der Quellenseite vorliegt, überwiegt bei der Sole/Wasser Wärmepumpe der Einfluss der erhöhten Quellentemperatur (durch die Regeneration) die Einschaltverluste. Die beiden Arten von Wärmepumpen haben somit ein grundsätzlich verschiedenes Einschaltverhalten.

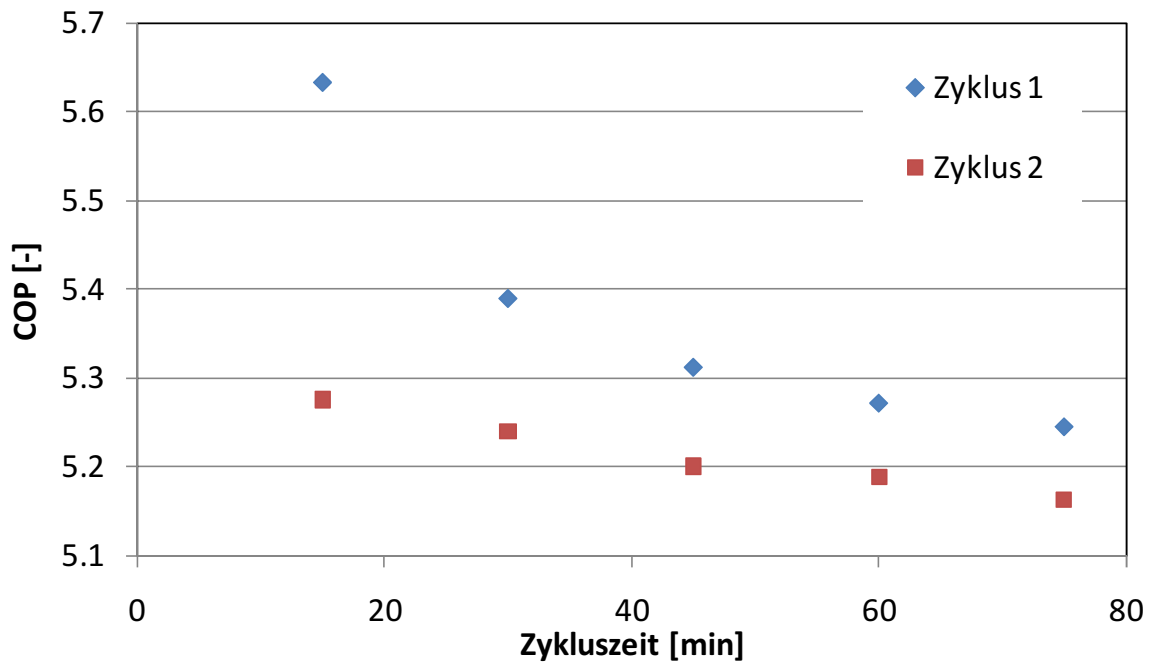


Abbildung 77: Leistungszahl bezogen auf die Zykluszeit bei einem Laufzeitverhältnis von 50%.

## 10. Schlussfolgerungen

In dieser Arbeit wurden die Auswirkungen des Taktens von Wärmepumpen auf die Leistungszahl untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein dynamisches Modell von Luft/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen erstellt und mit Labor- und Feldmessungen validiert. In parametrischen Studien wurde dann der Einfluss von Zyklusdauer und Laufzeitverhältnis auf die Leistungszahl und die Wärmeleistung untersucht.

### *Luft/Wasser Wärmepumpen*

Die folgende Abbildung zeigt die Reduktion der Leistungszahl in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnisses bezogen auf die bestmögliche Leistungszahl bei einer Zykluszeit von 40 Minuten. Wir sehen, dass nur bei sehr geringen Laufzeitverhältnissen spürbare Verluste der Leistungszahl zu beobachten sind. Diese Verluste können bei kürzeren Zykluszeiten auf 3-4% anwachsen. Um die Verluste gering zu halten empfiehlt es sich die minimale Einschaltzeit auf ca. 15 Minuten zu begrenzen. Des Weiteren kann mit einer Nachlaufzeit der Senkenpumpe der beschriebene Wärmeverlust etwas verringert werden. Die Simulationen zeigen auch, dass die im Wärmepumpentestzentrum WPZ gemessenen Leistungszahlen, die auf Dauermessungen beruhen gut in die Praxis übertragen werden können.

Insgesamt sind die Auswirkungen vom Takten von Wärmepumpen geringer als gemeinhin angenommen, sofern mit „vernünftigen“ Taktzeiten gearbeitet wird.

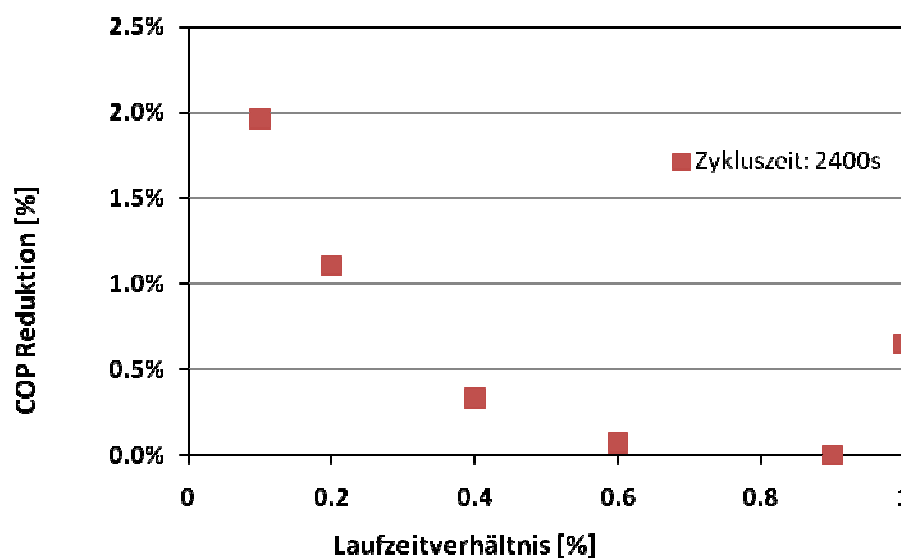


Abbildung 78: Reduktion der Leistungszahl bezogen auf das Laufzeitverhältnis bei Luft/Wasser Wärmepumpen

### *Sole/Wasser Wärmepumpen*

Abbildung 79 zeigt die Steigerung der Leistungszahl von Sole/Wasser Wärmepumpen in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnisses. Es zeigt sich, dass in diesem Falle die positiven Auswirkungen der Regeneration der Wärmequelle während der Stillstandzeit, die Wärmeverluste überwiegen. Wie die parametrische Studie zeigt, sind COP Steigerungen im Bereich von 5% bei kurzen Taktzeiten realistisch. Bei Erdwärmesonden, die sich durch Wasservorkommen im Boden noch schneller regenerieren können, sind die erwarteten Einsparungen sogar noch höher als im hier vorliegenden Beispiel. Die Leistungsangaben von Wärmepumpen aus dem Wärmepumpen Prüfzentrum WPZ sind somit in der Praxis realistisch oder mit einer guten Steuerung sogar noch übertreffbar.

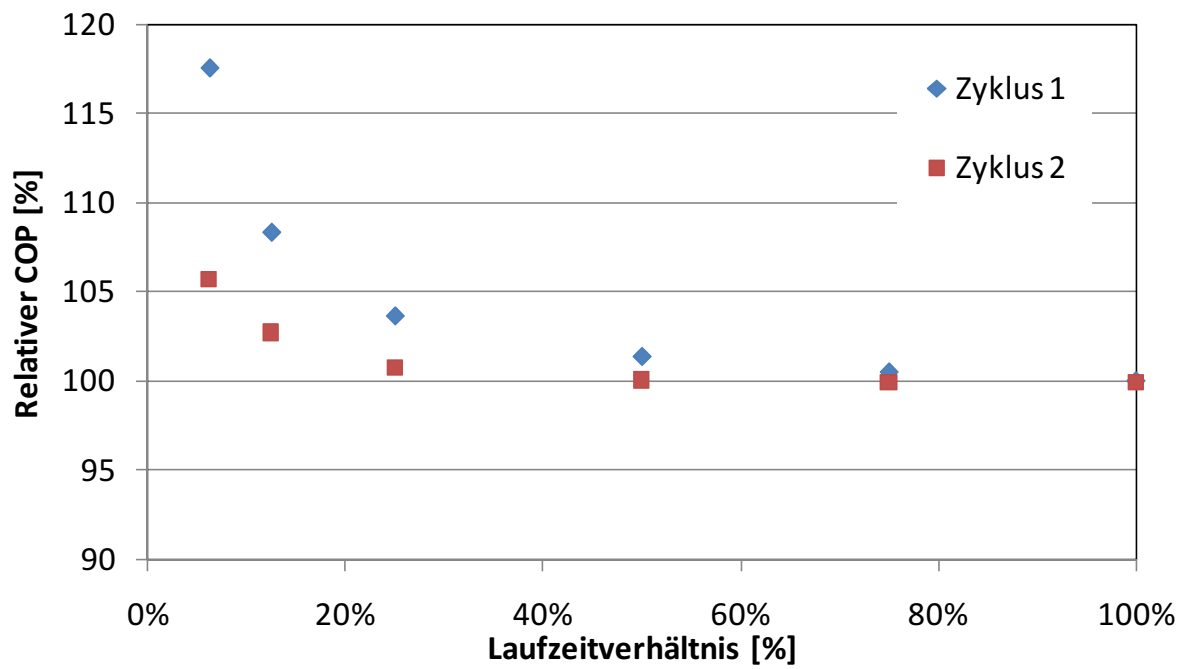


Abbildung 79: Relative Leistungszahl von Sole/Wasser Wärmepumpen bei einer Zykluszeit von einer Stunde.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prüfstand des Wärmepumpen-Testzentrums	7
Abbildung 2: Messstellenplan der Luft/Wasser Wärmepumpen	8
Abbildung 3: Elektrische Leistungen während des Anlaufvorganges	10
Abbildung 4: Senkentemperaturen während des Anlaufvorganges ( $T_{VL}$ auf 25 °C geregelt)	10
Abbildung 5: Quellentemperaturen während des Anlaufvorganges ( $T_{Q, \text{ein}}$ auf 3 °C geregelt)	10
Abbildung 6: Stationäre Wärmeübertragung	11
Abbildung 7: Metalltemperatur bei instationärer Wärmeübertragung	12
Abbildung 8: Unterschied zwischen expliziter Methode und impliziter Methode	13
Abbildung 9: Ablauf einer iterativen Berechnung am Beispiel einer Metalltemperatur	15
Abbildung 10: Schematischer Aufbau des Kompressormodells	16
Abbildung 11: Detailmodell vom Kompressor	17
Abbildung 12: Aufbau des Kondensators	19
Abbildung 13: Detailmodell des Kondensators	21
Abbildung 14: Mögliche Kältemittel-Zustände im Kondensator während des Betriebs der Wärmepumpe	21
Abbildung 15: Kondensator im Stillstand der Wärmepumpe	22
Abbildung 16: Wahl der Unterprogramme für unterschiedliche Zustände	25
Abbildung 17: Erläuterungen zur Bestimmung der Dichte	26
Abbildung 18: Wirkungsweise des Expansionsventils	27
Abbildung 19: Eingesetzte Kennlinie des Expansionsventils	28
Abbildung 20: Wärmeübergang zum Temperaturfühler	29
Abbildung 21: Verdampfermodell	30
Abbildung 22: Detailmodell des Verdampfers	31
Abbildung 23: mögliche Zustände im Verdampfer bei eingeschalteter Wärmepumpe	32
Abbildung 24: Verdampfer im Stillstand der Wärmepumpe	32
Abbildung 25: Wahl der Unterprogramme des Verdampfers für unterschiedliche Zustände	34
Abbildung 26: Nusseltzahl innerhalb der Anlaufstrecke [ 21 ]	36
Abbildung 27: Bereiche von Wärmeübergangszahlen [21]	36
Abbildung 28: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q3/S25	37
Abbildung 29: Vergleich der Heizleistung bei Q3/S25 (Anfahrverhalten)	38
Abbildung 30: Vergleich der elektrischen Leistungsaufnahme bei Q3/S25	38
Abbildung 31: Vergleich der Kältemitteldrücke über einen Zyklus bei Q3/S25	39
Abbildung 32: Detailvergleich des Kältemittel Hochdruck bei Q3/S25	39
Abbildung 33: Detailvergleich des Kältemittel Niederdrucks bei Q3/S25	40
Abbildung 34: Vergleich der Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q3/S25	40
Abbildung 35: Detailvergleich der Vorlauftemperatur bei Q3/S25	41
Abbildung 36: Detailvergleich der Rücklauftemperatur bei Q3/S25	41
Abbildung 37: Vergleich von Messung und Simulation	42
Abbildung 38: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q-10/S45	43
Abbildung 39: Detailvergleich der Heizleistung bei Q-10/S45	44
Abbildung 40: Vergleich der elektrischen Leistungsaufnahme bei Q-10/S45	44
Abbildung 41: Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q-10/S45	45
Abbildung 42: Vergleich der Leistungen über einen Zyklus bei Q3/S25	46
Abbildung 43: Vergleich der Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q3/S25	47
Abbildung 44: Leistungen über einen Zyklus bei Q-10/S44	48

Abbildung 45: Senkentemperaturen über einen Zyklus bei Q-10/S44	48
Abbildung 46: Vergleich von Messung und verzögerter Simulation bei Q3/S25	50
Abbildung 47: Einfluss der Korrekturen für die Wärmeübergangszahlen	51
Abbildung 48: Abgabe der Heizleistung	53
Abbildung 49: Zyklus 1-3 bei 120 Minuten Zykluszeit	54
Abbildung 50: Abgabe der Heizleistung	55
Abbildung 51: Zyklus 1-3 bei einem Laufzeitverhältnis von 40%	55
Abbildung 52: Minderwärmeproduktion nach Projektphase 1	56
Abbildung 53: Reduktion des COP gegenüber dem Bestwert in Phase 1	56
Abbildung 54: Reduktion des COP gegenüber dem Bestwert in Phase 3	57
Abbildung 55: Wärmeverluste/-gewinne der WP2 während dem Stillstand bei 120min/40%.	58
Abbildung 56: Wärmeverluste/-gewinne der WP2 während dem Stillstand bei 120min/10%.	58
Abbildung 57: Anlagenschema der Sole/Wasser Wärmepumpe	60
Abbildung 58: Messstellenplan der Sole/Wasser Wärmepumpe	61
Abbildung 59: Messwerte der Kältemitteldrücke	63
Abbildung 60: Messwerte der Senkentemperaturen	63
Abbildung 61: Messwerte der Quellentemperaturen	63
Abbildung 62: Ausschnitt eines Elementes aus dem Sondenmodell	64
Abbildung 63: Validierung des Sondenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung	67
Abbildung 64: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Druckseitig)	68
Abbildung 65: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Vorlauf und Rücklauf Temperatur)	69
Abbildung 66: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Elektrische Leistung und Heizleistung)	69
Abbildung 67: Validierung des Sole/Wasser Wärmepumpenmodells mit Messdaten aus der Feldmessung (Heizleistung und Heizleistung unter Berücksichtigung der Verzögerung)	70
Abbildung 68: Abgabe der Heizleistung	71
Abbildung 69: Heizleistung in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnis mit einer Zykluszeit von einer Stunde	72
Abbildung 70: COP in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnis mit einer Zykluszeit von einer Stunde	72
Abbildung 71: Relative Leistungszahl bezogen auf die Dauerleistung in Abhängigkeit des Laufzeitverhältnis mit einer Zykluszeit von einer Stunde	73
Abbildung 72: Vergleich der Quelleneintrittstemperatur im Vollast und Teillastbetrieb	73
Abbildung 73: Hochdruck und Niederdruck bei einem Einschaltzeitverhältnis von 12.5%	74
Abbildung 74: Heizleistung und elektrische Leistung bei einem Einschaltzeitverhältnis von 12.5%	74
Abbildung 75: Abgabe der Heizleistung	75
Abbildung 76: Heizleistung bezogen auf die Zykluszeit bei einem Laufzeitverhältnis von 50%.	75
Abbildung 77: Leistungszahl bezogen auf die Zykluszeit bei einem Laufzeitverhältnis von 50%.	76
Abbildung 78: Reduktion der Leistungszahl bezogen auf das Laufzeitverhältnis bei Luft/Wasser Wärmepumpen	77
Abbildung 79: Relative Leistungszahl von Sole/Wasser Wärmepumpen bei einer Zykluszeit von einer Stunde.	78
Abbildung 80: Ansatz für die Isentrope Effizienz zum Copeland ZH30K4E-TFD	86

Abbildung 81: Ansatz für den Liefergrad zum Copeland ZH30K4E-TFD	87
Abbildung 82: Ansatz für die Bestimmung der Reibleistung des Verdichters Copeland ZH45K4E-TFD	88
Abbildung 83: Schnittzeichnung eines Scrollkompressors	88
Abbildung 84: Wärmeübergangszahlen bei Konvektion [21]	89
Abbildung 85: Wärmeleitung im Kompressorgehäuse	90
Abbildung 86: Wärmeleitung in der Kondensatorplatte	92
Abbildung 87: Diagramm aus dem Datenblatt des Ventils	106
Abbildung 88: Kälteleistung in Abhängigkeit der Überhitzung	107
Abbildung 89: Wärmestrom zum Temperaturfühler	109
Abbildung 90: Aufbau des realen Verdampfers	110
Abbildung 91: Rippenrohr des Verdampfermodells mit Massen	111
Abbildung 92: Wärmeleitung im Verdampferrohr	113

# Symbolverzeichnis

## Symbole

$a_x$	Parameter zur Beschreibung der Öffnung im Expansionsventil
$a_\lambda$	Polynomparameter zur Berechnung des Liefergrades
$a_{\eta, is}$	Polynomparameter zur Berechnung der isentropen Effizienz
$A$	Fläche, Querschnittsfläche [ $m^2$ ]
Anz	Anzahl
$b$	Breite [ $m$ ]
$b_x$	Parameter zur Beschreibung der Öffnung im Expansionsventil
$b_\lambda$	Polynomparameter zur Berechnung des Liefergrades
$b_{\eta, is}$	Polynomparameter zur Berechnung der isentropen Effizienz
$c$	Geschwindigkeit [ $m/s$ ]
$c_p$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck [ $J/(kg \cdot K)$ ]
$c_v$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen [ $J/(kg \cdot K)$ ]
$c_{\eta, is}$	Polynomparameter zur Berechnung der isentropen Effizienz
COP	Leistungszahl der Wärmepumpe [-]
$C_{val}$	Ventilkonstante des Expansionsventils
$d$	Durchmesser [ $m$ ]
$d_{\eta, is}$	Polynomparameter zur Berechnung der isentropen Effizienz
$D_h$	Hydraulischer Durchmesser [ $m$ ]
$h$	spezifische Enthalpie [ $kJ/kg$ ]
$h$	Höhe [ $m$ ]
$H$	Enthalpiestrom [ $W$ ]
$i$	Index
$k$	Wärmeleitfähigkeit [ $W/(m \cdot K)$ ]
$l$	Länge [ $m$ ]
$m$	Masse [ $kg$ ]
$\dot{m}$	Massenstrom [ $kg/s$ ]
$n$	Drehzahl [ $1/s$ ]
$Nu$	Nusselt Zahl [-]
$p$	Druck [ $Pa$ ]
$P_{el}$	elektrische Leistungsaufnahme [ $W$ ]
$Pr$	Prandtl Zahl [-]
$Q$	Wärme [ $kJ$ ]
$\dot{Q}$	Wärmestrom [ $W$ ]
$r.F$	relative Luftfeuchtigkeit [%]
$Re$	Reynolds Zahl
$s$	spezifische Entropie [ $kJ/(kg \cdot K)$ ]
$t$	Zeit [ $s$ ]
$T$	Temperatur [ $^{\circ}C$ ]
$U$	Innere Energie [ $kJ$ ]
$UA$	Wärmeübertragungskoeffizient [ $W/K$ ]
$U_m$	Umfang [ $m$ ]
$v$	spezifisches Volumen [ $m^3/kg$ ]
$V$	Volumen [ $m^3$ ]
$\dot{V}$	Volumenstrom [ $m^3/s$ ]
$\dot{W}$	Leistung [ $W$ ]
$x$	Dampfgehalt
$\alpha$	Wärmeübergangszahl [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]
$\eta$	Wirkungsgrad [-]
$\eta$	dynamische Viskosität [ $kg/(m \cdot s)$ ]
$\lambda$	Liefergrad [-]
$\nu$	kinematische Viskosität [ $m^2/s$ ]
$\pi$	Druckverhältnis [-]
$\rho$	Dichte [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	Zeitintervall [ $s$ ]
$\Delta$	Änderung einer Grösse
$\Delta T_{\ddot{u}}$	Überhitzung des verdampften Kältemittels [ $K$ ]



## Indices

a	aussen, z.B.: Aussendurchmesser eines Rohres $d_{a,Rohr}$
aus	Austrittsgrösse
ave	Mittelwert, z.B.: mittlere Dichte des Kältemittels Verdampfer $\rho_{R,ev,ave}$
B	Kompressorgehäuse unten (mit Motor)
BC	vom Kompressorgehäuse unten zum Sauggas, z.B.: $Q_{BC}$
BU	vom Kompressorgehäuse unten zur Umgebung, z.B.: $Q_{BU}$
C	Kältemittel im Kompressor Saugraum
cond	Grösse bezieht sich auf den Kondensationsteil des Kondensators
cs	Querschnitt, z.B.: Querschnittsfläche eines Rohrs $A_{Rohr,cs}$
D	Masse von Verdichter und oberem Gehäuseteil
DB	vom oberen zum unteren Teil des Kompressorgehäuses, z.B.: $Q_{DB}$
DU	vom Kompressorgehäuse oben zur Umgebung, z.B.: $Q_{DU}$
ein	Eintrittsgrösse
E	Kältemittel im Verdichter
ED	vom verdichteten Kältemittel zum oberen Gehäuseteil
e	Wert am Ende des Zeitschrittes, z.B.: $p_{HD,e}$
el	elektrisch
ev	Grösse bezieht sich auf den Verdampfungsteil des Verdampfers
F	Grösse im Verdampfer, z.B.: Kältemittelinhalt im Verdampfer $m_{R,F}$
fl	flüssig, z.B.: Temperatur der Kältemittelflüssigkeit $T_{R,fl}$
Fühler	Grösse des Temperaturfühlers des Expansionsventils, z.B.: $m_{Fühler}$
g	gasförmig, z.B.: Temperatur des gasförmigen Kältemittels $T_{R,g}$
G	Grösse im Kondensator
grenz	bei der Grösse handelt es sich um einen Grenzwert
HD	Kältemittel-Hochdruck
Heiz	Grösse bezieht sich auf die Heizungsseite der WP, z.B.: $Q_{Heiz}$
HG	Heissgas am Kompressoraustritt, z.B.: Temperatur des Heissgases $T_{HG}$
i	innen, z.B.: Innendurchmesser eines Rohres $d_{i,Rohr}$
K	Grösse im Kompressor
L	Luft
Lamelle	Grösse von der Lamelle am realen Verdampfer, z.B.: Lamellenhöhe
LM	von Luft zu Metall, z.B.: ein Wärmestrom von Luft zum Metall $Q_{LM}$
M	Metall
max	maximal
mech	mechanisch, z.B.: eine mechanische Leistung $W_{mech}$
Maschr.	Maschinenraum, z.B.: Temperatur innerhalb der Wärmepumpe $T_{Maschr}$
MM	von Metall zu Metall
Motor	Grösse am Motor des Kompressors, z.B.: Wirkungsgrad $\eta_{Motor}$
MR	von Metall zu Kältemittel
MW	von Metall zu Wasser
ND	Kältemittel-Niederdruck
o	oben, z.B.: Höhe des oberen Kompressorteils $h_{Kompressor,o}$
PI	Platte im Kondensator
Q	Quelle
R	Kältemittel, z.B.: Temperatur des Kältemittels $T_R$
RM	von Kältemittel zu Metall
reib	Reibung, z.B.: Reibleistung des Kompressors $P_{el,reib}$
Rippe	Grösse an der Rippe des Verdampfermodells, z.B.: $d_{Rippe}$
Rohr	Grösse an einem Rohr, z.B.: Rohrlänge $l_{Rohr}$
s	Wert am Anfang des Zeitschrittes, z.B.: $p_{HD,s}$
S	Grösse bezieht sich auf die Senkenseite, z.B.: $T_{S,ein}$
SG	Sauggas am Eintritt des Kompressors, z.B.: $T_{SG}$
siede	Grösse bezieht sich auf gesättigte Kältemittelflüssigkeit
Strang	Grösse eines Strangs im Verdampfer, z.B.: die Stranglänge $l_{Strang}$
sub	Grösse bezieht sich auf den Unterkühlungsteil des Kondensators
sup	Grösse bezieht sich auf den Überhitzungsteil des Verdampfers
surf	Oberfläche, z.B.: Oberfläche eines Rohrs $A_{Rohr,surf}$

th	theoretisch, z.B.: theoretisches Hubvolumen des Kompressors $V_{th}$
tot	total, z.B.: totale Kältemittelmasse im Verdampfer $m_{R,F,tot}$
U	Umgebung
V	Messgrösse am Verdampfer, z.B.: $T_{V,aus}$
Verdampfer	Grösse vom realen Verdampfer, z.B.: $b_{Verdampfer}$
Verdichter	Grösse am verdichtenden Bauteil, z.B.: $W_{Verdichter}$
W	Wasser
X	Expansionsventil
Zelle	der Wert bezieht sich auf eine Zelle im Kondensator, z.B.: $m_{R,G,Zelle}$
$\tau$	Grösse bezieht sich auf gesättigten Kältemitteldampf

## Referenzen

- [ 1 ] B. Gubser, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 1: Ergebnisse der Literaturrecherche, Bundesamt für Energiewirtschaft, 1997.
- [ 2 ] B. Gubser, L. Wirth, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 2: Modellbildung, Bundesamt für Energiewirtschaft, 1999.
- [ 3 ] E. Shafai, D. Zogg, M. Ehrbar, L. Wirth: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 3: Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion, Bundesamt für Energiewirtschaft, 2000.
- [ 4 ] B. Hubacher, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur Phase 2, Bundesamt für Energiewirtschaft, 2001.
- [ 5 ] Z. Lei, M. Zaheeruddin: Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, Applied Thermal Engineering 25, 2258-2271, 2005.
- [ 6 ] G. Ding, L. Fu, C. Zhang: Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor, Applied Thermal Engineering 23, 1629-1645, 2003.
- [ 7 ] I.N. Gace, S.A. Tasson: Dynamic simulation of liquid chillers, 8th International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 433-440, 2000.
- [ 8 ] A. Dahmani, S.M. Sai: Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22, Applied Thermal Engineering 16, 691-705, 1995.
- [ 9 ] K. Min Soo, K. Minsung, D.C. Jae: Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump, International Journal of Refrigeration 27, 415-421, 2004.
- [ 10 ] R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella: A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant, International Journal of Thermal Sciences 47, 926-934, 2008.
- [ 11 ] V. Aute, R. Radermacher, S. Xuan: Generic Dynamic Model for Heat Exchangers, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-8, 2006.
- [ 12 ] J.E. Braun, X. Zhou: Transient modeling of chilled water cooling coils, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-8, 2004.
- [ 13 ] L. Gilbong, L. Il Hawn, Y. Keun Joong, K. Min Soo, H. Samchul: Analysis of the operational characteristics of multi system through steady state and dynamic simulation, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-7, 2006.
- [ 14 ] S.A. Klein, Engineering Equation Solver, F-Chart Software, [www.fChart.com](http://www.fChart.com), 1992-2007.
- [ 15 ] E.W. Lemmon, M.O. McLinden und M.L. Huber, REFPROP 7, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0, 2002.
- [ 16 ] B. Li, S. Peuker, A. Alleyne, P. Hrnjak: Refrigerant Migration Modeling during Shut-down and Start-up Cycling Transients, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-8, 2010.
- [ 17 ] Helmuth Hausen, Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, Springer Verlag, ISBN 3-540-07552-6
- [ 18 ] Yunus A. Çengel: Heat and Mass Transfer A Practical Approach, McGraw Hill Verlag, ISBN 0073129305, 2008.
- [ 19 ] Stefan S. Bertsch, Eckhard A. Groll, Suresh V. Garimella: Review and Comparative Analysis of Studies on Saturated Flow Boiling in Small Channels, Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering, 12, pp.187–227.
- [ 20 ] Rudolf Plank: Handbuch der Kältetechnik, sechster Band, Springer Verlag
- [ 21 ] Incropera und DeWitt: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley John & Sons, 2006.
- [ 22 ] A. Peterlunger, M. Ehrbar: Pumpenlose Erdwärmesonde, Phase1: Potentialabklärung, Bundesamt für Energie, 2004.

## Anhang

Zur Wahrung der Übersichtlichkeit des Berichts und zur leichteren Lesbarkeit wurden die einzelnen Teilmodelle und die Bestimmung der Modell-Konstanten im Anhang aufgeführt.

### A.1 Bestimmung der Eingabe-Parameter des Kompressors

#### Isentrope Effizienz $\eta_{is}$

Die isentrope Effizienz ist teilweise im Leistungsdatenblatt aufgeführt, so zumindest bei Copeland. Sonst kann sie mit Hilfe eines  $\log(p)$ - $h$  Diagramms aus den Leistungsdaten sowie aus dem Druck und der Temperatur bestimmt werden. Für alle im Datenblatt enthaltenen Paare von Kältemittel Hoch – und Niederdruck sind die Druckverhältnisse  $\pi = p_{HD}/p_{ND}$  zu bilden. Dann werden die Isentropen Effizienzen in Abhängigkeit von  $\pi$ , zum Beispiel mit Excel in einem Diagramm aufgetragen, wie in Abbildung 80.

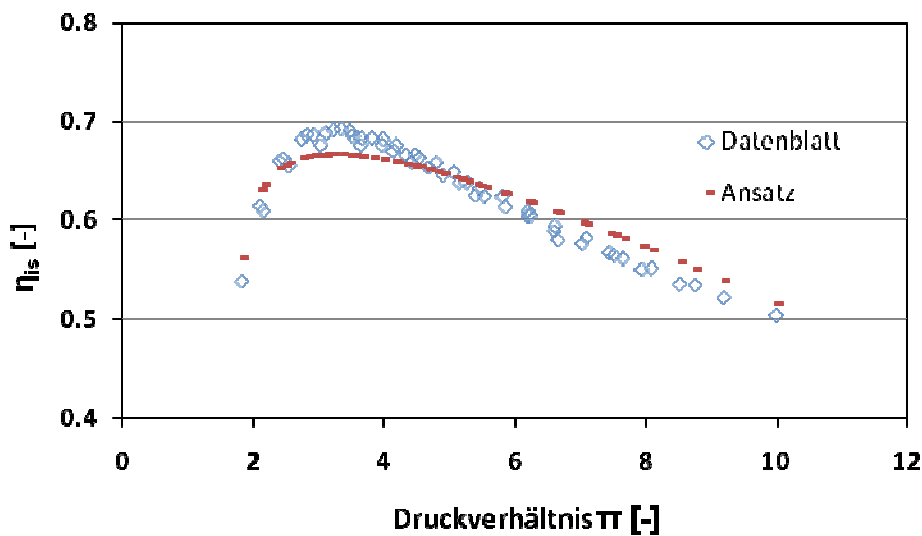


Abbildung 80: Ansatz für die Isentrope Effizienz zum Copeland ZH30K4E-TFD

Nun kann ein Polynom gesucht werden, das der Kurve mit den Datenblattwerten möglichst nahe kommt. In der Abbildung 80 entspricht die rote Kurve dem verwendeten Ansatz für die isentrope Effizienz nach Formel ( 69 ):

$$\eta_{is} = a_{\eta is} \cdot \ln(\pi - d_{\eta is}) + b_{\eta is} \cdot \pi + c_{\eta is} \quad (69)$$

Die Koeffizienten  $a_{\eta is}$ ,  $b_{\eta is}$ ,  $c_{\eta is}$  und  $d_{\eta is}$  lassen sich durch Iteration (zum Beispiel mit der Solver Funktion in EXCEL) bestimmen.

#### Liefergrad $\lambda$

Der Liefergrad  $\lambda$  entspricht dem Verhältnis ( 70 )

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{th}} \quad (70)$$

Der theoretische Fördervolumenstrom  $\dot{V}_{th}$  ist dem Datenblatt zu entnehmen. Der effektive Fördervolumenstrom  $\dot{V}_{eff}$  kann aus dem Massenstrom und der Dichte des Sauggases bestimmt werden, beides ist in irgendeiner Form durch das Datenblatt gegeben. Für den Liefergrad lässt sich aus dem Datenblatt ein Ansatz berechnen, der als unabhängige Variable das Druckverhältnis  $\pi = p_{HD}/p_{ND}$  enthält. Die Liefergrade können wiederum vereinfacht in einem Diagramm für alle im Datenblatt enthalte-

nen Leistungspunkte in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\pi$  aufgetragen werden, wie in Abbildung 81.

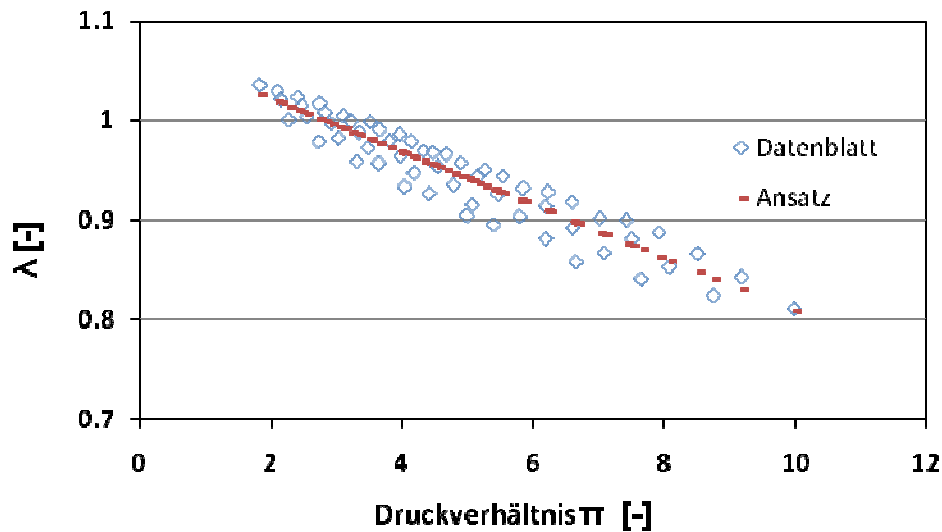


Abbildung 81: Ansatz für den Liefergrad zum Copeland ZH30K4E-TFD

Anschliessend kann wiederum ein Ansatz gesucht werden, der sich gut mit den Datenblatt Datenpunkten deckt. In der Abbildung 81 entspricht die rote Kurve dem gefundenen Ansatz für den Liefergrad nach Formel ( 71 ):

$$\lambda = a_{\lambda} + b_{\lambda} \cdot \pi \quad (71)$$

Die Koeffizienten  $a_{\lambda}$  und  $b_{\lambda}$  können wiederum mit einem numerischen Solver bestimmt werden.

### Reibleistung $P_{el,reib}$

Unter der Reibleistung werden hier alle Verluste angesehen, die nicht zum Verdichten von Kältemittel beitragen. Sofern sie konstant wäre entspräche sie der Leistungsaufnahme des Kompressors bei einem Saugdruck von Null, also wenn kein Kältemittelmassenstrom gefördert wird. Dieser Ansatz wurde auch verwendet um die Reibleistung für den vorliegenden Fall zu wählen. Eine genauere Bestimmung aus den Datenblättern wäre sehr schwierig.

Um die Reibleistung zu ermitteln werden die Leistungswerte aus dem Datenblatt verwendet. Mittels Interpolation sind für einige Druckverhältnisse jeweils mehrere elektrische Leistungen in Abhängigkeit des Saugdruckes zu bestimmen. Im Anschluss werden diese elektrischen Leistungen in einem Diagramm, wie in Abbildung 82 gezeigt, aufgetragen.

Die Geraden durch alle Punkte zum jeweils selben Druckverhältnis sollten sich auf der Leistungsachse in einem Punkt schneiden. Die Leistung in diesem Punkt entspricht der gesuchten Reibleistung. Dies ist im vorliegenden Beispiel der Fall.

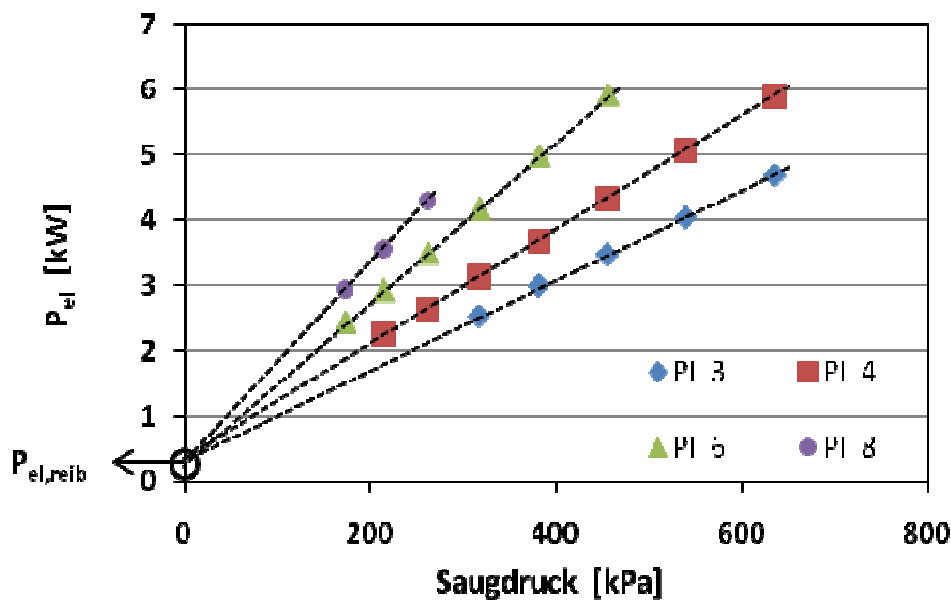


Abbildung 82: Ansatz für die Bestimmung der Reibleistung des Verdichters Copeland ZH45K4E-TFD

Die Unterteilung des Kompressorgehäuses in einen oberen und in einen unteren Teil wie im Kapitel 3 erklärt wird vorgenommen, um den verschiedenen Temperaturen im Saugraum und auf der Hochdruckseite Rechnung zu tragen. Die Unterteilung erfolgt für den Scrollkompressor auf der Höhe, die etwa in der Mitte des Raumes zwischen Elektromotor und dem Verichter-Scroll liegt. Um diese Höhe,  $h_{\text{Kompressor,o}}$  zu bestimmen, wird eine Zeichnung eines aufgeschnittenen Kompressors, wie die Abbildung 83, verwendet und das Verhältnis der genannten Höhe zur gesamten Höhe herausgemessen. Für die Masse  $m_D$  wird aus der Zeichnung das „Metallvolumen“ des oberen Teil im Verhältniss zum gesamten „Metallvolumen“ abgeschätzt. Das Volumen  $V_C$  des Saugraumes wird durch den Anteil am Gesamtvolumen ebenfalls abgeschätzt. Beide Parameter sind relativ unkritisch und beeinflussen die Genauigkeit des Rechenmodells nur wenig.



Abbildung 83: Schnittzeichnung eines Scrollkompressors  
(<http://www.copelandscroll.com/> )

### Motorwirkungsgrad $\eta_{\text{Motor}}$

Die Wirkungsgrade von Asynchronmotoren im Leistungsbereich von einigen KW weisen typischerweise Werte zwischen 80% bis 85% auf. Hier wird mit 82% ein Wert im Mittelfeld gewählt.

### Verdichterwirkungsgrad $\eta_{\text{Verdichter}}$

Die Daten für den Wirkungsgrad des eigentlichen Verdichtungsmechanismus können den Datenblättern meist nicht entnommen werden. Für Kompressoren, die nach dem Scroll-Kältemittelverdichter Prinzip arbeiten, wurde ein Wirkungsgrad von 60% angenommen.

Die Wärmeströme die innerhalb des Kompressors fließen werden mit einem Ansatz nach Formel (72) berechnet.

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T \quad (72)$$

Im Folgenden wird gezeigt, wie diese UA-Werte für die verschiedenen Wärmeübergänge abgeschätzt werden können.

### Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{\text{BC}}$

Der Wärmeübergang vom Sauggas zum Kompressorgehäuse erfolgt durch erzwungene Konvektion. Da die Strömungsgeschwindigkeit eher klein ausfällt, wird für die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{\text{R,C}}$  ein Wert am unteren Rand des Bereiches für erzwungene Konvektion für Gase verwendet. Aus Abbildung 84 ist ersichtlich, dass die untere Grenze ungefähr bei 20 W/(m<sup>2</sup>·K) liegt.

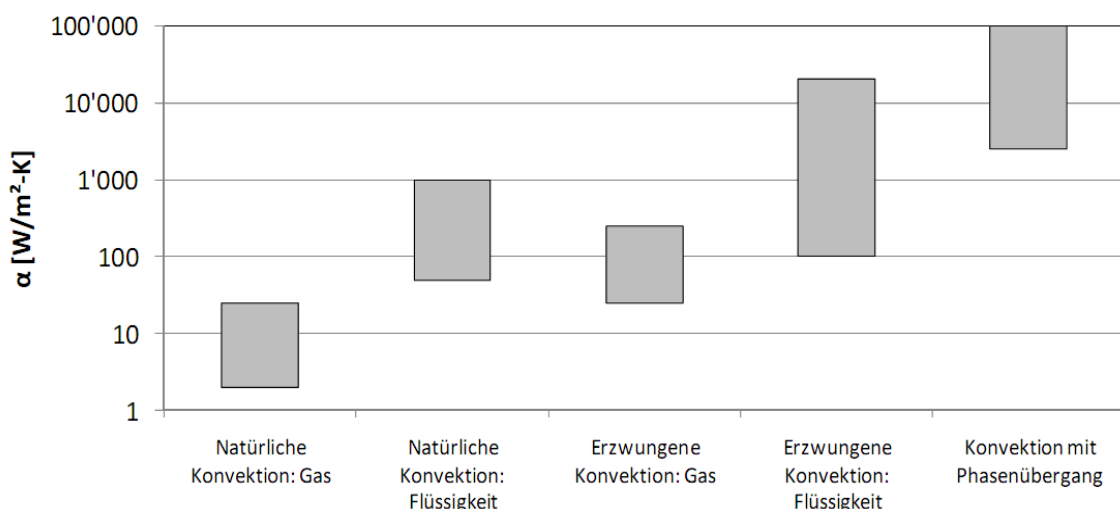


Abbildung 84: Wärmeübergangszahlen bei Konvektion [21]

Die Fläche  $A_{\text{C,i,surf}}$ , die zur Wärmeübertragung zur Verfügung steht liegt im Bereich von einem Quadratmeter. Aus der Wärmeübergangszahl  $\alpha_{\text{R,C}}$  und der Fläche  $A_{\text{K,i,surf}}$  ergibt sich sodann die auf die Fläche  $A_{\text{K,i,surf}}$  bezogene Wärmeübertragungszahl  $UA_{\text{BC}}$  nach Formel (73).

$$UA_{\text{BC}} = \alpha_{\text{R,C}} \cdot A_{\text{C,i,surf}} \quad (73)$$

Für  $UA_{\text{BC}}$  wurde somit im vorliegenden Fall ein Wert von 20 W/K eingesetzt.

### Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{DB}$

Die Wärmeübertragung zwischen dem oberen und dem unteren Gehäuseteil erfolgt durch Wärmeleitung. Mit Hilfe der Abbildung 85 wird das Vorgehen zur Berechnung aufgezeigt. Es wird angenommen, dass die beiden Gehäuseteile jeweils in der mittleren Höhe die Temperaturen  $T_B$  bzw.  $T_D$  annehmen. Der Wärmestrom fließt zwischen den mittleren Höhen von der Temperatur  $T_D$  zur Temperatur  $T_B$ .

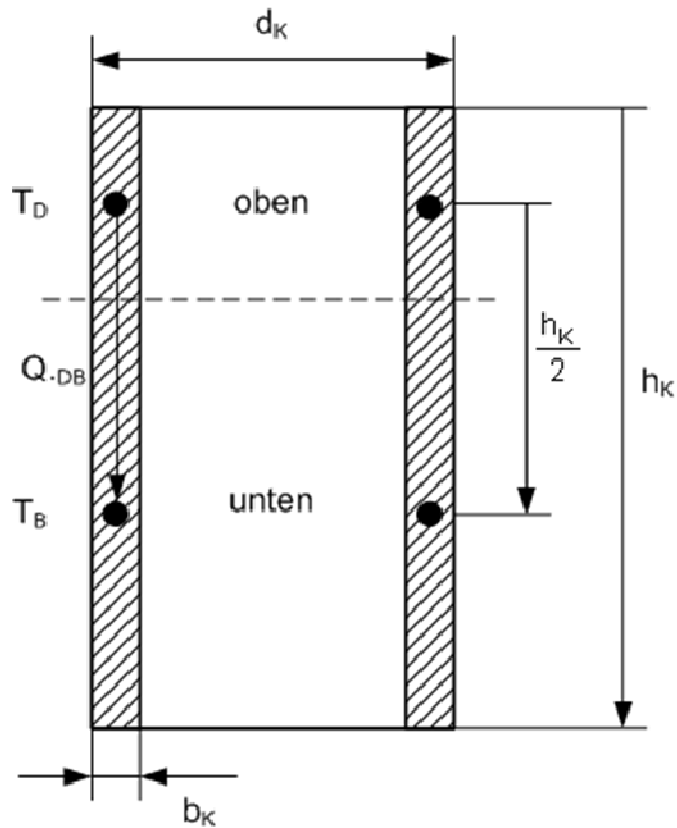


Abbildung 85: Wärmeleitung im Kompressorgehäuse

Der Wärmestrom  $Q_{DB}$  wird nach Formel ( 74 ) berechnet.

$$\dot{Q}_{DB} = \lambda_M \cdot A_{M,cs} \cdot \frac{T_D - T_B}{h_K/2} \quad ( 74 )$$

Die Fläche, die für die Wärmeleitung zur Verfügung steht, ist schwierig abzuschätzen, deshalb werden hier zwei Berechnungen durchgeführt. Einmal wird die minimale Fläche verwendet, und einmal die maximale Fläche. Das Minimum für  $A_{M,cs}$  ist die Querschnittsfläche des Gehäusemantels nach Formel ( 75 ).

$$A_{M,cs,min} = \pi \cdot (d_K - b_K) \cdot b_K \quad ( 75 )$$

Für das Maximum der Fläche wird die Querschnittsfläche eines Zylinders mit dem Durchmesser  $d_K$  nach Formel ( 76 ) eingesetzt.

$$A_{M,cs,max} = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \quad ( 76 )$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient  $UA_{DB}$  berechnet sich wiederum nach der Formel ( 77 ).



$$UA_{DB} = \frac{\lambda_M \cdot A_{M,cs}}{h_K/2} \quad (77)$$

Die Wärmeleitfähigkeit von Metall (Stahl mit etwas Kupfer)  $\lambda_M$  ist aus Tabellenwerken bekannt, es wird  $80 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  eingesetzt. Die Höhe  $h_K$  des Kompressors aus WP1 ist  $435 \text{ mm}$ , der Durchmesser  $d_K$  ist  $186 \text{ mm}$  und die Wandstärke  $b_K$  liegt ungefähr bei  $4 \text{ mm}$ . Werden diese Werte in den Formeln ( 75 ) bis ( 77 ) eingesetzt, so ergibt sich für  $UA_{DB}$  der minimale Wert von ca.  $1 \text{ W/K}$  und ein Maximum von ca.  $10 \text{ W/K}$ . Es wird der Mittelwert aus Minimum und Maximum verwendet, also  $UA_{DB} = 50 \text{ W/K}$ .

#### **Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{ED}$**

Für den Wärmeübergang vom Verdichter zum Kältemittel während der Kompression gelten dieselben Überlegungen wie beim Wärmeübergang vom Motor zum Sauggas. Die Oberfläche, die zur Wärmeübertragung zur Verfügung steht, ist hier wesentlich kleiner, dafür wird wegen den höheren Strömungsgeschwindigkeiten die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{R,E}$  grösser sein als  $\alpha_{R,C}$ . Es wird für  $UA_{ED}$  derselbe Wert angenommen, wie für  $UA_{BC}$ .

#### **Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{DU}$ und $UA_{BU}$**

Schlussendlich muss noch der Wärmeübergangswert zwischen dem Kompressorgehäuse und der Umgebung bestimmt werden. Dieser Wert kann je nach Einbauart des Verdichters stark variieren, da einige Hersteller den Verdichter gegenüber Umgebung thermisch isolieren. Prinzipiell setzt er sich aus der Gehäuseoberfläche und dem konvektiven Wärmeübergangswert zusammen. Im vorliegenden Beispiel wurde sowohl für den oberen als auch den unteren Gehäuseteil nach Abbildung 84 ein konvektiver Wärmeübergangskoeffizient von  $10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  eingesetzt.

## A.2 Bestimmung der Eingabe-Parameter des Kondensators

### Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{MM}$

Durch die verschiedenen Temperaturen der Metallplatte im Kondensationsteil und im Unterkühlungsteil fließt innerhalb der Platte ein Wärmestrom. Mit Hilfe von Abbildung 86 wird das Vorgehen zur Berechnung aufgezeigt. Es wird angenommen, dass die beiden Teile der Platte jeweils in ihrer Mitte die Temperaturen  $T_{M,cond}$  bzw.  $T_{M,sub}$  annehmen. Der Wärmestrom fließt dazwischen von der Temperatur  $T_{M,cond}$  zur Temperatur  $T_{M,sub}$ .

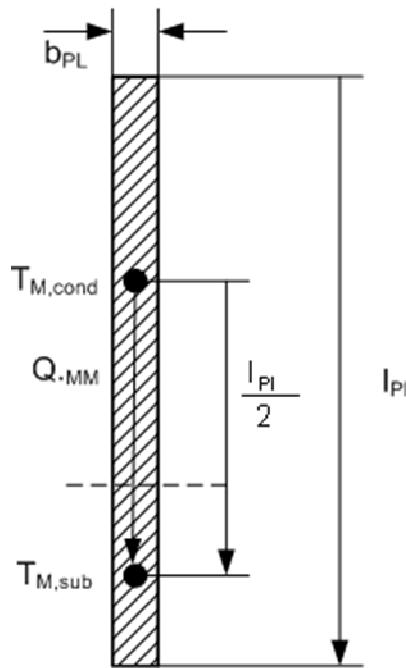


Abbildung 86: Wärmeleitung in der Kondensatorplatte

Der Wärmestrom  $Q_{MM}$  wird nach Formel ( 78 ) berechnet.

$$\dot{Q}_{MM} = \lambda_M \cdot A_{M,cs} \cdot \frac{T_{M,cond} - T_{M,sub}}{l_{PI}/2} \quad (78)$$

Die Fläche, die für die Wärmeleitung zur Verfügung steht, entspricht der Querschnittsfläche einer Kondensatorplatte nach Formel ( 79 ).

$$A_{M,cs} = h_{PI} \cdot b_{PI} \quad (79)$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient  $UA_{MM}$  berechnet sich somit nach der Formel ( 80 ).

$$UA_{DB} = \frac{\lambda_M \cdot A_{M,cs}}{l_{PI}/2} \quad (80)$$

Für die Wärmeleitfähigkeit von Metall  $\lambda_M$  wurde wiederum  $80 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  eingesetzt. Die Länge  $l_{PI}$  der Platte aus der WP1 ist  $520 \text{ mm}$ , die Plattenhöhe  $h_{PI}$  ist  $120 \text{ mm}$  und die Wandstärke  $b_{PI}$  liegt ungefähr bei  $0.7 \text{ mm}$ . Werden diese Werte in den Formeln ( 79 ) und ( 80 ) eingesetzt, so ergibt sich für  $UA_{MM}$  der Wert von ca.  $0.3 \text{ W/K}$  für eine einzelne Platte.

### A.3 Wärmeübergangszahlen im Kondensator

#### Wärmeübergangszahl Wasser-Metall

Wasserseitig ist die Wärmeübergangszahl in beiden Gebieten des Kondensators (Kondensation und Unterkühlung) gleich gross, aber je nach Grösse der Reynoldszahl muss ein Ansatz für laminare oder turbulente Strömung gewählt werden. Um die Reynoldszahl nach Formel ( 83 ) bestimmen zu können, muss die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers bekannt sein. Diese ergibt sich nach Formel ( 81 ). Der hydraulische Durchmesser  $dh_W$  des Wasser führenden Kanals wird nach der Formel ( 82 ) berechnet.  $A_W$  ist die Querschnittsfläche und  $Um_W$  der benetzte Umfang des wasserführenden Strömungskanals. Bei der Dichte  $\rho_R$  und der dynamischen Viskosität  $\eta_R$  handelt es sich um Stoffwerte des Wassers entsprechend dem jeweiligen Druck und der Temperatur.

$$c_W = \frac{\dot{m}_{W,G}}{Anz_{Pl} \cdot \rho_W \cdot A_W} \quad (81)$$

$$dh_W = \frac{4 \cdot A_W}{Um_W} \quad (82)$$

$$Re_W = \frac{\rho_W \cdot c_W \cdot dh_W}{\eta_W} \quad (83)$$

Liegt  $Re_W$  unterhalb von 2300, so kann für die Wärmeübergangszahl gemäss [ 18 ] der Ansatz nach Formel ( 84 ) verwendet werden.

$$Nu_{MW,G} = 4.36 \quad (84)$$

Im Anschluss kann daraus der Wärmeübertragungskoeffizient berechnet werden

$$\alpha_{MW,G} = \frac{Nu_W \cdot k_W}{dh_W} \quad (85)$$

Liegt die Reynoldszahl über 2300, so wird die Nusseltzahl, mit weiteren Ansätzen aus der Literatur berechnet. Neben der Reynoldszahl nach ( 83 ) wird auch noch die Prandtlzahl  $Pr$  benötigt. Für die Nusseltzahl wurde nach [ 18 ] der Ansatz von Gnielinski eingesetzt, wie in Formel ( 87 ) ersichtlich ist. Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten wurde nach [ 18 ] die erste Petukhov Gleichung ( 86 ) eingesetzt. Aus der Nusseltzahl wird dann mit Formel ( 85 ) wiederum die Wärmeübergangszahl berechnet.

$$f_W = (0.79 \cdot \ln(Re_W) - 1.64)^{-2} \quad (86)$$

$$Nu_W = \frac{\frac{f_W}{8} \cdot (Re_W - 1000) \cdot Pr_W}{1 + 12.7 \cdot \left[ \frac{f_W}{8} \right]^{0.5} \cdot (Pr_W^{0.66} - 1)} \quad (87)$$

#### Wärmeübergangszahl Metall-Kältemittel

Die Wärmeübergangszahlen zwischen Metall und Kältemittel müssen im Kondensations- und im Unterkühlungsgebiet separat nach Formel ( 88 ) berechnet werden, da in beiden unterschiedliche Zustände des Kältemittels vorliegen.  $k_R$  ist die Wärmeleitfähigkeit des Kältemittels und  $dh_R$  der hydraulische Durchmesser des Kältemittelkanals. Der hydraulische Durchmesser  $dh_R$  entspricht:

$$\alpha_{RM,G} = \frac{Nu_R \cdot k_R}{dh_R} \quad (88)$$

$$dh_R = \frac{4 \cdot A_R}{Um_R} \quad (89)$$

Nu ist die Nusseltzahl, die mit Ansätzen aus der Literatur berechnet werden kann. Zur Berechnung der Nusseltzahl sind weitere Kennzahlen erforderlich. Dies sind die Reynoldszahl nach ( 90 ) und die Prandtlzahl, welche mit einem Stoffwertrechner ermittelt werden kann.

$$Re_R = \frac{\rho_R \cdot c_R \cdot dh_R}{\eta_R} \quad (90)$$

Die Geschwindigkeit  $c_R$  des Kältemittels kann aus dem Kältemittelmassenstrom berechnet werden, bei der Dichte  $\rho_R$  und der dynamischen Viskosität  $\eta_R$  handelt es sich um Stoffwerte des Kältemittels.

Im Unterkühlungsgebiet ist bei Reynoldszahlen die kleiner sind als 3000, nimmt die Nusseltzahl für den rechteckigen Kältemittelkanal gemäss [ 18 ] den konstanten Wert von 4.36 an. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{RM,G,sub}$  berechnet sich nach Formel ( 88 ).

Für Reynoldszahlen die grösser sind als 3000 wird die Nusseltzahl wiederum mit dem Ansatz von Gnielinski, ( 92 ) bestimmt. Aus der Nusseltzahl wird dann nach Formel ( 88 ) die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{RM,G,sub}$  berechnet.

$$f_W = (0.79 \cdot \ln(Re_W) - 1.64)^{-2} \quad (91)$$

$$Nu_W = \frac{\frac{f_W}{8} \cdot (Re_W - 1000) \cdot Pr_W}{1.07 + 12.7 \cdot \left[ \frac{f_W}{8} \right]^{0.5} \cdot (Pr_W^{0.66} - 1)} \quad (92)$$

Im Kondensationsgebiet wird die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{RM,G,cond}$  mit einem weiteren Ansatz aus der Literatur berechnet. Dieser Ansatz für die Filmkondensation ist sehr aufwändig, deshalb wird auf eine ausführliche Beschreibung verzichtet und nur auf die Quelle verwiesen. Der Ansatz stammt aus [ 18 ] im Kapitel 10-5 und ist sowohl für überhitzte Gase als auch für das Kondensationsgebiet gültig. Das Modell basiert einerseits auf einer laminaren Filmkondensation und andererseits auf einem turbulenten Anteil (wavy laminar) nach Kutateladze (1963).

#### A.4 Gleichungen zum Kondensatormodell

Parameter [Einheit]	Beschreibung	Zweck
$h_{R,G,aus}$ [kJ/kg]	Enthalpie am Kondensatoraustritt	Vorgabewert
$p_{HD,e}$ [kPa]	Kältemittelhochdruck	Vorgabewert
$Q_{\cdot Heiz}$ [kJ]	Heizleistung	Endresultat
$T_{WG,aus}$ [°C]	Senkenaustrittstemperatur	Endresultat

##### Subprogramm „Kond,ΔTu“

Die Wärmeströme, die zwischen Wasser und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Damit die Iteration durchgeführt werden kann, werden für sechs Variablen die Endwerte, die sich am Ende des Zeitschrittes ergeben, durch einen willkürlichen Wert festgelegt. In diesem Fall werden der Kältemittelhochdruck  $p_{HD,e}$ , die Kältemitteltemperatur am Austritt des Kondensators  $T_{R,G,aus,e}$ , die Metalltemperaturen  $T_{M,G,cond,e}$  und  $T_{M,G,sub,e}$  und die Wassertemperaturen  $T_{W,G,sub,aus,e}$  und  $T_{W,G,aus,e}$  auf einen Wert gesetzt, der sich geringfügig vom zugehörigen Startwert unterscheidet. Durch diese Endgrößen können dann weitere Größen, wie nachfolgend beschrieben, ausgedrückt werden. Der mittlere Kältemitteldruck während eines Zeitschrittes  $\Delta t$  berechnet sich nach Formel ( 93 ), die Kältemitteltemperatur am Austritt nach (94).

$$p_{HD} = \frac{p_{HD,e} + p_{HD,s}}{2} \quad (93)$$

$$T_{R,G,aus} = \frac{T_{R,G,aus,e} + T_{R,G,aus,s}}{2} \quad (94)$$

Die Formeln ( 95 ) und ( 96 ) geben die mittleren Temperaturen des Metalls an.

$$T_{M,G,cond} = \frac{T_{M,G,cond,e} + T_{M,G,cond,s}}{2} \quad (95)$$

$$T_{M,G,sub} = \frac{T_{M,G,sub,e} + T_{M,G,sub,s}}{2} \quad (96)$$

Die Wasser Austrittstemperaturen aus dem Kondensationsteil und dem Unterkühlungsteil sind durch die Formeln ( 97 ) und ( 98 ) gegeben.

$$T_{W,G,aus} = \frac{T_{W,G,aus,e} + T_{W,G,aus,s}}{2} \quad (97)$$

$$T_{W,G,sub,aus} = \frac{T_{W,G,sub,aus,e} + T_{W,G,sub,aus,s}}{2} \quad (98)$$

Die mittleren Kältemittel- und Wassertemperaturen im Kondensations- und Unterkühlungsteil, die für die Wärmeübertragung entscheidend sind, berechnen sich nach ( 99 ) bis ( 102 ).

$$T_{R,G,cond} = T(p_{HD}, x = 0.5) \quad (99)$$

$$T_{R,G,sub} = \frac{T_{R,G,aus} + T_{R,G,siede}}{2} \quad (100)$$

$$T_{W,G,cond} = \frac{T_{W,G,aus,sub} + T_{W,G,aus}}{2} \quad (101)$$

$$T_{W,G,sub} = \frac{T_{W,G,sub,aus} + T_{W,G,ein}}{2} \quad (102)$$

Die Wärmeströme zwischen Kältemittel und Metall folgen aus den Formeln ( 103 ) und ( 104 ), die zwischen Metall und Wasser aus ( 105 ) und ( 106 ).

$$\dot{Q}_{RM,G,cond} = \alpha_{RM,cond} \cdot A_{R,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot (T_{R,G,cond} - T_{M,G,cond}) \quad (103)$$

$$\dot{Q}_{RM,G,sub} = \alpha_{RM,sub} \cdot A_{R,G} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{Pl}} \cdot (T_{R,G,sub} - T_{M,G,sub}) \quad (104)$$

$$\dot{Q}_{MW,G,cond} = \alpha_{MW} \cdot A_{W,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot (T_{M,G,cond} - T_{W,G,cond}) \quad (105)$$

$$\dot{Q}_{MW,G,sub} = \alpha_{MW} \cdot A_{W,G} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{Pl}} \cdot (T_{M,G,sub} - T_{W,G,sub}) \quad (106)$$

Auf Grund der unterschiedlichen Metalltemperaturen im Kondensations- und Unterkühlungsteil fließt zwischen den beiden Bereichen ein Wärmestrom nach Formel ( 107 ).

$$\dot{Q}_{MM,G} = UA_{MM,G} \cdot (T_{M,G,cond} - T_{M,G,sub}) \quad (107)$$

Die Energieinhalte im Kältemittel, im Metall und im Wasser verändern sich während des Zeitschritts  $\Delta t$ . Die Veränderungen werden mit den Formeln ( 108 ) bis ( 113 ) berechnet.  $\dot{m}_{R,K,X}$  ist der Kältemittel-massenstrom zwischen Kondensations- und Unterkühlungsteil.

$$\Delta Q_{R,cond} = (\dot{m}_{R,K} \cdot h_{R,G,ein} - \dot{Q}_{RM,cond} - \dot{m}_{R,K,X} \cdot h_{R,G,siede}) \cdot \Delta t \quad (108)$$

$$\Delta Q_{R,sub} = (\dot{m}_{R,K,X} \cdot h_{R,G,siede} - \dot{Q}_{RM,sub} - \dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,G,aus}) \cdot \Delta t \quad (109)$$

$$\Delta Q_{M,cond} = (\dot{Q}_{RM,cond} - \dot{Q}_{MM,G} - \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (110)$$

$$\Delta Q_{M,sub} = (\dot{Q}_{RM,sub} + \dot{Q}_{MM,G} - \dot{Q}_{MW,sub}) \cdot \Delta t \quad (111)$$

$$\Delta Q_{W,cond} = (\dot{m}_W \cdot cp_W \cdot (T_{W,G,sub,aus} - T_{W,G,aus}) + \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (112)$$

$$\Delta Q_{W,sub} = (\dot{m}_W \cdot cp_W \cdot (T_{W,G,ein} - T_{W,G,sub,aus}) + \dot{Q}_{MW,sub}) \cdot \Delta t \quad (113)$$

Die sechs beliebig gewählten Endwerte führen im Allgemeinen zu Ergebnissen, die nicht zu einem Gleichgewichtszustand führen. Um ein Gleichgewicht zu erhalten müssen nun die sechs „alten“ Endwerte entsprechend geändert und durch „neue“ ersetzt werden.

In einem vorgegebenen Zustand fließen die oben aufgeführten Wärmeströme vom Kältemittel zum Metall und vom Metall zum Wasser. Dadurch verändern sich die Energieinhalte und somit die Temperaturen vom Kältemittel, vom Metall und vom Wasser mehr oder weniger. Im Kondensationsteil wird vom Kältemittel die Energie  $\Delta Q_{R,cond}$  aufgenommen oder abgegeben. Der Zusammenhang zwischen der Änderung des Energieinhaltes und der Temperaturänderung des Kältemittels ist durch Formel (114) gegeben.

$$\Delta Q_{R,cond} = m_{R,cond} \cdot cp_{R,cond} \cdot (T_{R,G,cond,e} - T_{R,G,cond,s}) \quad (114)$$

Im Gleichgewichtszustand müssen die Änderungen der Energie,  $\Delta Q_{R,cond}$  nach den Formeln ( 108 ) und ( 114 ) gleich gross sein. Formel ( 114 ) kann nach der Kältemitteltemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  umgeformt werden.

$$T_{R,G,cond,e} = T_{R,G,cond,s} + \frac{\Delta Q_{R,cond}}{m_{R,cond} \cdot cp_{R,cond}} \quad ( 115 )$$

Mit ( 115 ) und der Energieänderung  $\Delta Q_{R,cond}$  nach Formel ( 108 ) kann die neue Kondensationstemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  bestimmt werden, dadurch ist der Kältemittelhochdruck gegeben.

$$p_{HD,e} = p(T_{R,G,cond,e}, X = 0.5) \quad ( 116 )$$

Im Unterkühlungsteil wird vom Kältemittel die Energie  $\Delta Q_{R,sub}$  aufgenommen oder abgegeben.

$$\Delta Q_{R,sub} = m_{R,sub} \cdot cp_{R,sub} \cdot (T_{R,G,sub,e} - T_{R,G,sub,s}) \quad ( 117 )$$

Aus ( 117 ) kann die Kältemitteltemperatur  $T_{R,G,sub,e}$  bestimmt werden. Die Energieänderung  $\Delta Q_{R,sub}$  wird nach Formel ( 109 ) bestimmt.

$$T_{R,G,sub,e} = T_{R,G,sub,s} + \frac{\Delta Q_{R,sub}}{m_{R,sub} \cdot cp_{R,sub}} \quad ( 118 )$$

Der neue Endwert für die Kältemitteltemperatur  $T_{R,G,aus,e}$  kann mit der mittleren Temperatur im Unterkühlungsteil aus ( 118 ) und der Temperatur am Eintritt berechnet werden.

$$T_{R,G,aus,e} = 2 \cdot T_{R,G,sub,e} - T_{R,G,siede,e} \quad ( 119 )$$

Das Metall im Kondensationsteil nimmt die Energie  $\Delta Q_{M,cond}$  auf.

$$\Delta Q_{M,cond} = m_{M,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot cp_M \cdot (T_{M,G,cond,e} - T_{M,G,cond,s}) \quad ( 120 )$$

Formel ( 120 ) lässt sich nach dem neuen Endwert für die Metalltemperatur  $T_{M,G,cond,e}$  umformen.

$$T_{M,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{M,cond}}{m_{M,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot cp_M} + T_{M,G,cond,s} \quad ( 121 )$$

Analog zu  $T_{M,G,cond,e}$  wird  $T_{M,G,sub,e}$  bestimmt.

$$\Delta Q_{M,sub} = m_{M,G} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{Pl}} \cdot cp_M \cdot (T_{M,G,sub,e} - T_{M,G,sub,s}) \quad ( 122 )$$

Durch umformen folgt für  $T_{M,G,sub,e}$

$$T_{M,G,sub,e} = \frac{\Delta Q_{M,sub}}{m_{M,G} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{Pl}} \cdot cp_M} + T_{M,G,sub,s} \quad ( 123 )$$

Vom Wasser wird im Kondensationsteil die Energie  $\Delta Q_{W,cond}$  aufgenommen und im Unterkühlungsteil  $\Delta Q_{W,sub}$ .

$$\Delta Q_{W,sub} = m_W \cdot \frac{l_{sub}}{l_{Pl}} \cdot cp_W \cdot (T_{W,G,sub,e} - T_{W,G,sub,s}) \quad ( 124 )$$

Aus ( 124 ) wird die mittlere Wassertemperatur  $T_{W,G,sub,e}$  bestimmt, ( 125 ), aus welcher mit Hilfe der Wassereintrittstemperatur die Wasseraustrittstemperatur aus dem Unterkühlungsteil folgt.

$$T_{W,G,sub,e} = \frac{\Delta Q_{W,sub}}{m_{W,G} \cdot \frac{l_{sub}}{l_{pl}} \cdot cp_W} + T_{W,G,sub,s} \quad ( 125 )$$

$$T_{W,G,sub,aus,e} = 2 \cdot T_{W,G,sub,e} - T_{W,G,sub,s} \quad ( 126 )$$

Aus ( 127 ) wird durch Umformen die mittlere Wassertemperatur  $T_{W,G,cond,e}$  ( 128 ) bestimmt. Daraus folgt mit Hilfe der Wasseraustrittstemperatur aus dem Unterkühlungsteil die Wasseraustrittstemperatur aus dem Kondensator ( 129 ).

$$\Delta Q_{W,cond} = m_W \cdot \frac{l_{cond}}{l_{pl}} \cdot cp_W \cdot (T_{W,G,cond,e} - T_{W,G,cond,s}) \quad ( 127 )$$

$$T_{W,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{W,cond}}{m_{W,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{pl}} \cdot cp_W} + T_{W,G,cond,s} \quad ( 128 )$$

$$T_{W,G,aus,e} = 2 \cdot T_{W,G,cond,e} - T_{W,G,sub,aus,e} \quad ( 129 )$$

### Subprogramm „Kond,2Ph“

Die Wärmeströme, die zwischen Wasser und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Damit die Iteration durchgeführt werden kann, werden für drei Variablen die Endwerte, die sich am Ende des Zeitschrittes ergeben, durch einen willkürlichen Wert festgelegt. In diesem Fall werden der Kältemittelhochdruck  $p_{HD,e}$ , die Metalltemperatur  $T_{M,G,cond,e}$  und die Wassertemperatur  $T_{W,G,aus,e}$  auf einen Wert gesetzt, der sich geringfügig vom zugehörigen Startwert unterscheidet. Durch diese Endgrößen können dann weitere Größen, wie nachfolgend beschrieben, ausgedrückt werden. Der mittlere Kältemitteldruck während des Zeitschrittes  $\Delta t$  berechnet sich folgendermassen.

$$p_{HD} = \frac{p_{HD,e} + p_{HD,s}}{2} \quad ( 130 )$$

Daraus kann die mittlere Temperatur des Metalls bestimmt werden.

$$T_{M,G,cond} = \frac{T_{M,G,cond,e} + T_{M,G,cond,s}}{2} \quad (131)$$

Die Wasser Austrittstemperatur aus dem Kondensator ist nun gegeben durch.

$$T_{W,G,aus} = \frac{T_{W,G,aus,e} + T_{W,G,aus,s}}{2} \quad (132)$$

Die mittlere Kältemittel- und Wassertemperatur im Kondensator die für die Wärmeübertragung entscheidend sind, berechnen sich nach ( 133 ) und ( 134 ).

$$T_{R,G,cond} = T(p_{HD}, x = 0.5) \quad ( 133 )$$

$$T_{W,G,cond} = \frac{T_{W,G,cond,e} + T_{W,G,cond,s}}{2} \quad ( 134 )$$



Der Wärmestrom zwischen Kältemittel und Metall folgt aus der Formel ( 135 ), der zwischen Metall und Wasser aus ( 136 ).

$$\dot{Q}_{RM,G,cond} = \alpha_{RM,cond} \cdot A_{R,G} \cdot (T_{R,G,cond} - T_{M,G,cond}) \quad (135)$$

$$\dot{Q}_{MW,G,cond} = \alpha_{MW} \cdot A_{W,G} \cdot (T_{M,G,cond} - T_{W,G,cond}) \quad (136)$$

Der Zustand des Kältemittels am Austritt des Kondensators ist durch die Dichte  $\rho_{R,G,aus}$  und den Kältemitteldruck festgelegt. Der Dampfgehalt am Austritt ist durch ( 137 ) gegeben, die Enthalpie durch (138).

$$x_{R,G,aus} = x(p_{HD}, \rho_{R,G,aus}) \quad (137)$$

$$h_{R,G,aus} = h(p_{HD}, x_{R,G,aus}) \quad (138)$$

Die Energieinhalte im Kältemittel, im Metall und im Wasser verändern sich während dem Zeitschritt  $\Delta t$ . Diese Veränderungen werden mit den Formeln ( 139 ) bis ( 141 ) berechnet.

$$\Delta Q_{R,cond} = (\dot{m}_{R,K} \cdot h_{R,G,ein} - \dot{Q}_{RM,cond} - \dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,G,aus}) \cdot \Delta t \quad (139)$$

$$\Delta Q_{M,cond} = (\dot{Q}_{RM,cond} - \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (140)$$

$$\Delta Q_{W,cond} = (\dot{m}_W \cdot c_{pW} \cdot (T_{W,G,ein} - T_{W,G,aus}) + \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (141)$$

Die drei beliebig gewählten Endwerte führen im Allgemeinen zu Ergebnissen, die nicht zu einem Gleichgewichtszustand führen. Um ein Gleichgewicht zu erhalten müssen nun die drei „alten“ Endwerte entsprechend geändert und durch „neue“ ersetzt werden.

In einem vorgegebenen Zustand fließen die oben aufgeführten Wärmeströme vom Kältemittel zum Metall und vom Metall zum Wasser. Dadurch verändern sich die Energieinhalte und somit die Temperaturen vom Kältemittel, vom Metall und vom Wasser mehr oder weniger. Vom Kältemittel wird die Energie  $\Delta Q_{R,cond}$  aufgenommen oder abgegeben. Der Zusammenhang zwischen der Änderung des Energieinhaltes und der Temperaturänderung des Kältemittels ist durch die Formel ( 142 ) gegeben.

$$\Delta Q_{R,cond} = m_{R,cond} \cdot c_{pR,cond} \cdot (T_{R,G,cond,e} - T_{R,G,cond,s}) \quad (142)$$

Im Gleichgewichtszustand müssen die Änderungen der Energie,  $\Delta Q_{R,cond}$  nach den Formeln ( 139 ) und ( 142 ) gleich gross sein. Formel ( 142 ) kann nach der Kältemitteltemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  umgeformt werden.

$$T_{R,G,cond,e} = T_{R,G,cond,s} + \frac{\Delta Q_{R,cond}}{m_{R,cond} \cdot c_{pR,cond}} \quad (143)$$

Mit (143) und der Energieänderung  $\Delta Q_{R,cond}$  nach Formel ( 139 ) kann die neue Kondensationstemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  bestimmt werden, dadurch ist der Kältemittelhochdruck gegeben.

$$p_{HD,e} = p(T_{R,G,cond,e}, X = 0.5) \quad (144)$$

Das Metall im Kondensator nimmt die Energie  $\Delta Q_{M,cond}$  auf.

$$\Delta Q_{M,cond} = m_{M,G} \cdot cp_M \cdot (T_{M,G,cond,e} - T_{M,G,cond,s}) \quad (145)$$

Formel (145) lässt sich nach dem neuen Endwert für die Metalltemperatur  $T_{M,G,cond,e}$  umformen.

$$T_{M,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{M,cond}}{m_{M,G} \cdot cp_M} + T_{M,G,cond,s} \quad (146)$$

Vom Wasser wird nun im Kondensator die Energie  $\Delta Q_{W,cond}$  aufgenommen.

Aus (147) wird durch Umformen die mittlere Wassertemperatur  $T_{W,G,cond,e}$  (148) bestimmt. Daraus folgt mit Hilfe der Wassereintrittstemperatur die Wasseraustrittstemperatur aus dem Kondensator.

$$\Delta Q_{W,cond} = m_W \cdot cp_W \cdot (T_{W,G,cond,e} - T_{W,G,cond,s}) \quad (147)$$

$$T_{W,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{W,cond}}{m_{W,G} \cdot cp_W} + T_{W,G,cond,s} \quad (148)$$

$$T_{W,G,aus,e} = 2 \cdot T_{W,G,cond,e} - T_{W,G,ein} \quad (149)$$

### Subprogramm „Kond, Gas“

Die Wärmeströme, die zwischen Wasser und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Damit die Iteration durchgeführt werden kann, werden für drei Variablen die Endwerte, die sich am Ende des Zeitschrittes ergeben, durch einen willkürlichen Wert festgelegt. In diesem Fall werden die Kältemitteltemperatur am Austritt des Kondensators  $T_{R,G,aus,e}$ , die Metalltemperatur  $T_{M,G,cond,e}$  und die Wassertemperatur  $T_{W,G,aus,e}$  auf einen Wert gesetzt, der sich geringfügig vom zugehörigen Startwert unterscheidet. Durch diese Endgrößen können dann weitere Größen, wie nachfolgend beschrieben, ausgedrückt werden. Die mittlere Kältemitteldichte während  $\Delta t$  berechnet sich nach Formel (150), die Dichte des Kältemittels am Austritt nach (151).

$$\rho_{R,G,cond} = \frac{m_{R,G}}{V_{R,G,Zelle}} \quad (150)$$

$$\rho_{R,G,aus} = 2 \cdot \rho_{R,G,cond} - \rho_{R,G,ein} \quad (151)$$

Die Formel (152) gibt die mittlere Temperatur des Kältemittels an.

$$T_{R,G,cond} = \frac{T_{R,G,ein} + T_{R,G,aus}}{2} \quad (152)$$

Der Kältemitteldruck ist durch die mittlere Temperatur und Dichte nach (153) gegeben.

$$p_{HD} = p(T_{R,G,cond}, \rho_{R,G,cond}) \quad (153)$$

Formel (154) gibt die mittlere Temperatur des Metalls an.

$$T_{M,G,cond} = \frac{T_{M,G,cond,e} + T_{M,G,cond,s}}{2} \quad (154)$$

Die Wasser Austrittstemperatur aus dem Kondensationsteil ist durch die Formel (155) gegeben.

$$T_{W,G,aus} = \frac{T_{W,G,aus,e} + T_{W,G,aus,s}}{2} \quad (155)$$

Die mittlere Wassertemperatur im Kondensator, berechnet sich nach ( 156 ).

$$T_{W,G,cond} = \frac{T_{W,G,ein} + T_{W,G,aus}}{2} \quad (156)$$

Der Wärmestrom zwischen Kältemittel und Metall folgt aus Formel ( 157 ), derjenige zwischen Metall und Wasser aus ( 158 ).

$$\dot{Q}_{RM,G,cond} = \alpha_{RM,cond} \cdot A_{R,G} \cdot (T_{R,G,cond} - T_{M,G,cond}) \quad (157)$$

$$\dot{Q}_{MW,G,cond} = \alpha_{MW} \cdot A_{W,G} \cdot (T_{M,G,cond} - T_{W,G,cond}) \quad (158)$$

Die Energieinhalte im Kältemittel, im Metall und im Wasser verändern sich während dem Zeitschritt  $\Delta t$ . Die Veränderungen werden mit den Formeln ( 159 ) bis ( 161 ) berechnet.

$$\Delta Q_{R,cond} = (\dot{m}_{R,K} \cdot h_{R,G,ein} - \dot{Q}_{RM,cond} - \dot{m}_{R,K,X} \cdot h_{R,G,siede}) \cdot \Delta t \quad (159)$$

$$\Delta Q_{M,cond} = (\dot{Q}_{RM,cond} - \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (160)$$

$$\Delta Q_{W,cond} = (\dot{m}_W \cdot c_{pW} \cdot (T_{W,G,ein} - T_{W,G,aus}) + \dot{Q}_{MW,cond}) \cdot \Delta t \quad (161)$$

Die drei beliebig gewählten Endwerte führen im Allgemeinen zu Ergebnissen, die nicht zu einem Gleichgewichtszustand führen. Um ein Gleichgewicht zu erhalten müssen nun die drei „alten“ Endwerte entsprechend geändert und durch „neue“ ersetzt werden.

In einem vorgegebenen Zustand fließen die oben aufgeführten Wärmeströme vom Kältemittel zum Metall und vom Metall zum Wasser. Dadurch verändern sich die Energieinhalte und somit die Temperaturen vom Kältemittel, vom Metall und vom Wasser mehr oder weniger. Vom Kältemittel wird die Energie  $\Delta Q_{R,cond}$  aufgenommen oder abgegeben. Der Zusammenhang zwischen der Änderung des Energieinhaltes und der Temperaturänderung des Kältemittels ist durch Formel ( 162 ) gegeben.

$$\Delta Q_{R,cond} = m_{R,cond} \cdot c_{pR,cond} \cdot (T_{R,G,cond,e} - T_{R,G,cond,s}) \quad (162)$$

Im Gleichgewichtszustand müssen die Änderungen der Energie,  $\Delta Q_{R,cond}$  nach den Formeln ( 159 ) und ( 162 ) gleich gross sein. Formel ( 162 ) kann nach der Kältemitteltemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  umgeformt werden.

$$T_{R,G,cond,e} = T_{R,G,cond,s} + \frac{\Delta Q_{R,cond}}{m_{R,cond} \cdot c_{pR,cond}} \quad (163)$$

Mit ( 163 ) und der Energieänderung  $\Delta Q_{R,cond}$  nach Formel ( 159 ) kann die neue Kondensationstemperatur  $T_{R,G,cond,e}$  bestimmt werden. Daraus kann der neue Endwert für die Kältemitteltemperatur am Austritt bestimmt werden.

$$T_{R,G,aus,e} = 2 \cdot T_{R,G,cond,e} - T_{R,G,ein} \quad (164)$$

Das Metall im Kondensationsteil nimmt die Energie  $\Delta Q_{M,cond}$  auf.

$$\Delta Q_{M,cond} = m_{M,G} \cdot c_{pM} \cdot (T_{M,G,cond,e} - T_{M,G,cond,s}) \quad (165)$$

Formel ( 165 ) lässt sich nach dem neuen Endwert für die Metalltemperatur  $T_{M,G,cond,e}$  umformen.

$$T_{M,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{M,cond}}{m_{M,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot c_{pM}} + T_{M,G,cond,s} \quad ( 166 )$$

Vom Wasser wird im Kondensator die Energie  $\Delta Q_{W,cond}$  aufgenommen. Aus ( 167 ) wird durch Umformen die mittlere Wassertemperatur  $T_{W,G,cond,e}$  ( 168 ) bestimmt. Daraus folgt mit Hilfe der Wassereintrittstemperatur die Wasseraustrittstemperatur aus dem Kondensator laut ( 129 ).

$$\Delta Q_{W,cond} = m_W \cdot c_{pW} \cdot (T_{W,G,cond,e} - T_{W,G,cond,s}) \quad ( 167 )$$

$$T_{W,G,cond,e} = \frac{\Delta Q_{W,cond}}{m_{W,G} \cdot \frac{l_{cond}}{l_{Pl}} \cdot c_{pW}} + T_{W,G,cond,s} \quad ( 168 )$$

$$T_{W,G,aus,e} = 2 \cdot T_{W,G,sub,e} - T_{W,G,ein} \quad ( 169 )$$

### Subprogramm „Kond,aus,2Ph“

Nachfolgend wird die Berechnung des Druckes  $p_{HD,e}$  beschrieben. Der Kältemittelinhalt  $m_{R,G,Zelle}$  und das Volumen des Kondensators  $V_{R,G,Zelle}$  sind bekannt. Daraus lässt sich das Volumen ermitteln, welches das Gas einnimmt. Dazu wird Formel ( 170 ) in Formel ( 171 ) eingesetzt und das Ganze nach  $V_{R,G,g}$  umgeformt, was zu ( 172 ) führt.

$$V_{R,G,g} = V_{R,G,Zelle} - V_{R,G,g} \quad ( 170 )$$

$$m_{R,G,Zelle} = V_{R,G,g} \cdot \rho_{R,G,\tau} + V_{R,G,fl} \cdot \rho_{R,G,siede} \quad ( 171 )$$

$$V_{R,G,g} = \frac{m_{R,G,Zelle} - V_{R,G,g} \cdot \rho_{R,G,siede}}{\rho_{R,G,\tau} - \rho_{R,G,siede}} \quad ( 172 )$$

Die Dichten des gesättigten Dampfes und der gesättigten Flüssigkeit werden beim Druck  $p_{HD,s}$  mit einem Dampfgehalt  $x_R$  von eins bzw. null bestimmt. Aus dem Volumen  $V_{R,G,g}$  kann zusammen mit der Dichte des gesättigten Dampfes  $\rho_{R,G,\tau}$  nach ( 173 ) die Masse des gasförmigen Kältemittels bestimmt werden und daraus wiederum der Dampfgehalt  $x_{R,G}$  im Kondensator nach ( 174 ).

$$m_{R,G,g} = V_{R,G,g} \cdot \rho_{R,G,\tau} \quad ( 173 )$$

$$x_{R,G} = \frac{m_{R,G,g}}{m_{R,G,Zelle}} \quad ( 174 )$$

Die Formeln ( 170 ) - ( 174 ) gelten jeweils für die Startwerte, die Mittelwerte und die Endwerte, je nachdem ob für die Kältemittelmasse  $m_{R,G,Zelle,s}$ ,  $m_{R,G,Strang}$ , oder  $m_{R,G,Zelle,e}$  eingesetzt wird. Es wird davon ausgegangen, dass die Temperatur von Gas und Flüssigkeit dieselbe ist. Nach dem Ausschalten der Wärmepumpe wird diese einmalig nach Formel ( 175 ) berechnet.

$$T_R = \frac{c_{pcond} \cdot m_{R,cond} \cdot T_{R,cond} + c_{psub} \cdot m_{R,sub} \cdot T_{R,sub,ave}}{c_{psub} \cdot m_{R,sub} + c_{pcond} \cdot m_{R,cond}} \quad ( 175 )$$

Im Weiteren wird für  $T_R$  der Endwert des vorhergehenden Zyklus verwendet, welcher nach Formel ( 178 ) bestimmt wird. Während dem Betrieb haben die Metallmassen im Kondensations- und im Unterkühlungsteil unterschiedliche Temperaturen. Nach dem Ausschalten gleichen sich diese aus was

zu folgender Metalltemperatur führt ( 176 ). Im Stillstand der Wärmepumpe ist die Temperatur der Metallmasse im Kondensator überall gleich.

$$T_{M,G} = \frac{m_{M,cond} \cdot T_{M,cond} + m_{M,sub} \cdot T_{M,sub}}{m_{M,G}} \quad ( 176 )$$

Die Wärmeströme, die zwischen Wasser und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben.

Die Gleichung ( 177 ) beschreibt den Wärmestrom vom Metall ans ruhende Wasser der Senke. Da die Metalltemperatur im ganzen Kondensator denselben Wert aufweist, muss nicht zwischen Gebiet der Flüssigkeit und des Gases unterschieden werden.  $T_{M,G}$  ist der Mittelwert der Metalltemperatur zwischen Start und Ende des Zeitschrittes  $\Delta t$ .

$$\dot{Q}_{MW,G} = \alpha_{MW,G,aus} \cdot A_{W,G} \cdot (T_{M,G} - T_W) \quad ( 177 )$$

Die Formeln ( 178 ) und ( 179 ) geben die Wärmeströme vom flüssigen bzw. vom gasförmigen Kältemittel zum Metall wieder. Die Flächen  $A_{R,G,fl}$  und  $A_{R,G,g}$  folgen aus der Gesamtfläche des Kanals in einer Zelle des Kondensator und den Verhältnissen der Volumen der beiden Teile.

$$\dot{Q}_{RM,G,fl} = \alpha_{RM,G,fl} \cdot A_{R,G,fl} \cdot (T_{R,G} - T_{M,G}) \quad ( 178 )$$

$$\dot{Q}_{RM,G,g} = \alpha_{RM,G,g} \cdot A_{R,G,g} \cdot (T_{R,G} - T_{M,G}) \quad ( 179 )$$

Vom Metall des Kondensators geht noch ein Wärmestrom zur Umgebung, dieser wird nach Gleichung ( 180 ) beschrieben.

$$\dot{Q}_{MU,G} = UA_{MU,G} \cdot (T_{M,G} - T_U) \quad ( 180 )$$

Da die Metalltemperatur im Kondensator überall gleich gross ist, fließt auch kein Wärmestrom zwischen den Metallteilen der beiden Gebiete.

$$\dot{Q}_{MM,G} = 0 \quad ( 181 )$$

Mit den Formeln ( 177 ) bis ( 180 ) kann die Metalltemperatur am Ende des Zeitschrittes bestimmt werden.

$$T_{M,G,e} = T_{M,G,s} + \frac{\Delta t \cdot (\dot{Q}_{RM,G,fl} + \dot{Q}_{RM,G,g} - \dot{Q}_{MW,G} - \dot{Q}_{MU,G})}{c_{pM} \cdot m_M} \quad ( 182 )$$

Im Stillstand ist die Änderung der inneren Energie des Kältemittels gleich der zwischen Kältemittel und Metall übertragenen Wärme, abzüglich der vom Kondensator abströmenden Energie in Folge des Lekagestroms.

$$\Delta U_R = -\dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,G,aus} \cdot \Delta t - (\dot{Q}_{RM,G,fl} + \dot{Q}_{RM,G,g}) \cdot \Delta t \quad ( 183 )$$

Die Enthalpie  $h_{R,G,aus}$  entspricht der Enthalpie auf der Siedelinie in Abhängigkeit des Druckes. Die Änderung der Inneren Energie  $\Delta U_R$  wird nach Formel ( 184 ) ausgedrückt.

$$\Delta U_R = (m_{R,G,g} \cdot c_{pR,g} + m_{R,G,fl} \cdot c_{pR,fl}) \cdot \Delta T_R \quad ( 184 )$$

Die Temperaturänderung  $\Delta T_R$  entspricht  $T_{R,e} - T_{R,s}$ , woraus folgt.

$$T_{R,e} = T_{R,s} + \frac{\Delta U_R}{m_{R,G,g} \cdot c_{pR,F,g} + m_{R,G,l} \cdot c_{pR,G,l}} \quad (185)$$

Der Druck im Behälter ist durch den Kältemitteltyp und die Grössen  $T_R$  und  $x_{R,G}$  im Zweiphasengebiet bestimmt.

$$p_{HD,e} = p(T_{R,e}, x_{R,G,e}) \quad (186)$$

Während des Stillstandes der Wärmepumpe ist der Senkenstrom null und somit auch die Heizleistung  $Q_{\text{Heiz}}$ , die vom Kondensator abgegeben wird. Eine Senkenaustrittstemperatur gibt es im eigentlichen Sinne nicht, da aber die Variable  $T_{WG,aus}$  bei einem folgenden Start der Wärmepumpe einen Wert braucht, wird  $T_{WG,aus}$  auf den Wert der Wassertemperatur im Kondensator gesetzt. Weiter erfolgt am Austritt des Kondensators keine Unterkühlung. Dies führt dazu, dass die Enthalpie am Austritt gerade der Enthalpie der Flüssigkeit innerhalb des Kondensators entspricht. Im Modell des Kondensators ist voraussetzungsgemäss nur zweiphasiges Kältemittel vorhanden,  $h_{R,G,aus}$  entspricht demnach der Enthalpie der gesättigten Flüssigkeit bei einem Druck von  $p_{HD,e}$ . Genau genommen stimmen die Enthalpien, die EES für die gesättigten Zustände des Kältemittels berechnet nicht exakt. Bei gleichem Druck und gleicher Temperatur der gasförmigen- und der flüssigen Phase weisen die beiden Phasen unterschiedliche Kältemittelzusammensetzungen auf, die nicht mehr der Zusammensetzung von R407C entsprechen. EES berechnet die Stoffwerte aber für die richtige Zusammensetzung. Durch Vergleiche der tatsächlichen Enthalpien aus Tabellenwerken und den von EES (falsch) berechneten Enthalpien zeigte sich aber, dass der Fehler, der sich auf Grund der falschen Berechnung mit EES ergibt, klein ist.

#### Subprogramm „Kond,aus,Gas“

Nachfolgend wird die Berechnung des Druckes  $p_{HD,e}$  beschrieben. Der Kältemittelinhalt  $m_{R,G,Zelle,s}$  zur Startzeit und das Volumen des Kondensators  $V_{R,G,Zelle}$  sind bekannt. Der ganze Kältemittelinhalt ist gasförmig. Aus dem Volumen  $V_{R,G,Zelle}$  und der Masse  $m_{R,G,Zelle,s}$  kann nach (187) die mittlere Dichte des Kältemittels bestimmt werden.

$$\rho_{R,G,s} = \frac{m_{R,G,Zelle,s}}{V_{R,G,Zelle}} \quad (187)$$

Die Temperatur ist durch die Dichte und den Kältemitteldruck bestimmt.

$$T_{R,s} = T(p_{HD,s}, \rho_{R,G,s}) \quad (188)$$

Die Masse  $m_{R,G,Zelle,e}$  und die Dichte  $\rho_{R,G,e}$  des Kältemittels zur Endzeit  $t_e$  können nach den Formeln (189) und (190) bestimmt werden, wobei der Massenstrom  $\dot{m}_{R,K}$  beim Stillstand der Wärmepumpe null ist.

$$m_{R,G,Zelle,e} = m_{R,G,Zelle,s} + \frac{\dot{m}_{R,K} - \dot{m}_{R,X}}{Anz_{pl}} \cdot \Delta t \quad (189)$$

$$\rho_{R,G,e} = \frac{m_{R,G,Zelle,e}}{V_{R,G,Zelle}} \quad (190)$$

Im Weiteren sind die mittlere Wassertemperatur und die Metalltemperatur zur Zeit  $t_s$  bekannt. Die Wärmeströme zwischen Wasser und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel sind abhängig von den Start- und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration

berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Die Gleichung ( 191 ) beschreibt den Wärmestrom vom Metall ans ruhende Wasser der Senke.  $T_{M,G}$  ist der Mittelwert der Metalltemperatur zwischen Start und Ende des Zeitschrittes  $\Delta t$ .

$$\dot{Q}_{MW,G} = \alpha_{MW,G,aus} \cdot A_{W,G} \cdot (T_{M,G} - T_W) \quad ( 191 )$$

Die Formel ( 192 ) gibt den Wärmestrom vom gasförmigen Kältemittel zum Metall wieder.  $A_{R,G}$  entspricht der Gesamtfläche des Kanals in einer Zelle des Kondensators.

$$\dot{Q}_{RM,G,g} = \alpha_{RM,G,g} \cdot A_{R,G} \cdot (T_{R,G} - T_{M,G}) \quad ( 192 )$$

Vom Metall des Kondensators geht noch ein Wärmestrom zur Umgebung.

$$\dot{Q}_{MU,G} = UA_{MU,G} \cdot (T_{M,G} - T_U) \quad ( 193 )$$

Mit den Formeln ( 191 ) bis ( 193 ) kann die Metalltemperatur am Ende des Zeitschrittes bestimmt werden, ( 194 ) und mit  $T_{M,G,e}$  können auf iterativem Weg die Wärmeströme vom und zum Metall berechnet werden.

$$T_{M,G,e} = T_{M,G,s} + \frac{\Delta t \cdot (\dot{Q}_{RM,G,g} - \dot{Q}_{MW,G} - \dot{Q}_{MU,G})}{c_{pM} \cdot m_M} \quad ( 194 )$$

Im Stillstand ist die Änderung der inneren Energie des Kältemittels gleich der zwischen Kältemittel und Metall übertragenen Wärme, abzüglich der vom Kondensator abströmenden Energie in Folge des Lekegestroms.

$$\Delta U_R = -\dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,G,aus} \cdot \Delta t - \dot{Q}_{RM,G,g} \cdot \Delta t \quad ( 195 )$$

Die Enthalpie  $h_{R,G,aus}$  entspricht der Enthalpie auf der Siedelinie in Abhängigkeit des Druckes. Das vom Kondensator abströmende Kältemittel ist jetzt gasförmig, dies muss im Modell des Expansionsventils berücksichtigt werden, da Gas sich beim Durchströmen anders verhält als Flüssigkeit. Die Änderung der Inneren Energie  $\Delta U_R$  wird nach Formel ( 196 ) ausgedrückt.

$$\Delta U_R = m_{R,G,g} \cdot c_{pR,g} \cdot \Delta T_R \quad ( 196 )$$

Die Temperaturänderung  $\Delta T_R$  entspricht  $T_{R,e} - T_{R,s}$ , woraus die Formel ( 197 ) folgt.

$$T_{R,e} = T_{R,s} + \frac{\Delta U_R}{m_{R,G,g} \cdot c_{pR,g}} \quad ( 197 )$$

Der Druck im Behälter ist durch den Kältemitteltyp und die Größen  $T_{R,e}$  und die Dichte  $\rho_{R,G,e}$  gegeben.

$$p_{HD,e} = p(T_{R,e}, \rho_{R,G,e}) \quad ( 198 )$$

Während dem Stillstand der Wärmepumpe ist der Senkenstrom null und somit auch die Heizleistung  $Q_{Heiz}$ , die vom Kondensator abgegeben wird. Eine Senkenaustrittstemperatur gibt es im eigentlichen Sinne nicht, da aber die Variable  $T_{WG,aus}$  bei einem folgenden Start der Wärmepumpe einen Wert braucht, wird  $T_{WG,aus}$  auf den Wert der Wassertemperatur im Kondensator gesetzt. Weiter erfolgt am Austritt des Kondensators keine Unterkühlung. Dies führt dazu, dass die Enthalpie am Austritt gerade der Enthalpie vom Gas innerhalb des Kondensators entspricht. Das Subprogramm „Kond,aus,Gas“ findet nur dann Anwendung, wenn im Kondensator nur überhitzter Dampf vorhanden ist. Die Enthalpie im Inneren ist bestimmt durch den Druck und die Temperatur des Kältemittels.  $h_{R,G,aus}$  existiert auch nicht wirklich, wird aber auf den Wert der Enthalpie im Inneren gesetzt.

## A.5 Bestimmung von Eingabe-Parametern des Expansionsventils

### Ventilkonstante $C_{Val}$

Der Kältemittelmassenstrom durch das TXV kann gemäss [ 20 ] nach Formel ( 199 ) berechnet werden.

$$\dot{m}_R = C_{Val} \cdot \text{Öffnung} \cdot \sqrt{\rho_{fl} \cdot dp} \quad ( 199 )$$

Durch Umformen der Gleichung nach der gesuchten Ventilkonstante  $C_{Val}$  folgt daraus.

$$C_{Val} = \frac{\dot{m}_{R,X}}{\text{Öffnung} \cdot \sqrt{\rho_{fl} \cdot dp}} \quad ( 200 )$$

Die Grössen auf der rechten Seite der Formel ( 200 ) müssen aus dem Datenblatt ermittelt werden. Weil  $C_{Val}$  eine Konstante ist, kann die Bestimmung in einem beliebigen, bekannten Zustand erfolgen. Die Herstellerdaten beziehen sich auf den Nennzustand des Ventils gemäss Tabelle 20, deshalb wird dieser verwendet.

Abbildung 87 zeigt den Zusammenhang zwischen Kälteleistung und der Überhitzung für den in Tabelle 20 definierten Nennzustand. Solange die Überhitzung kleiner ist, als die statische Überhitzung SS, bleibt das Ventil geschlossen und die Kälteleistung ist Null. Bei Überhitzungen die grösser sind als SS, nimmt die Kälteleistung bis über die Nennleistung hinweg ungefähr linear mit der Öffnungsüberhitzung zu. Erst im obersten Teil der Kennlinie weicht die Kennlinie stark von einer Geraden ab. Zur Vereinfachung wird aber im Weiteren die Kennlinie über den ganzen Bereich als Gerade angesehen. Bei der Nominalen Öffnungsüberhitzung OS wird gerade die Nennleistung erreicht. Diese liegt bei 70% der maximalen Leistung.

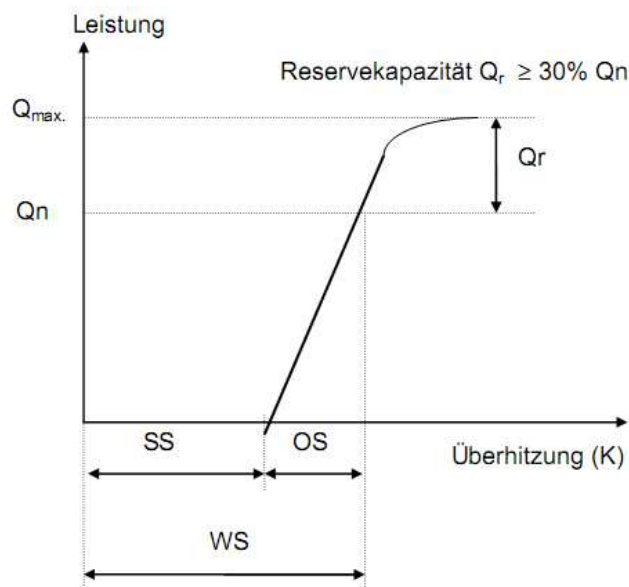


Abbildung 87: Diagramm aus dem Datenblatt des Ventils

Nach Formel ( 199 ) besteht in einem festgehaltenen Betriebszustand ein linearer Zusammenhang zwischen der Öffnung und dem Massenstrom durch das Ventil und aufgrund der Formel ( 197 ) somit auch zwischen der Öffnung und der Kälteleistung. Oben werden drei lineare Zusammenhänge genannt, die für festgehaltene Zustände des Kältemittels im Verdampfer und im TXV gelten.



1. Nach Abbildung 87 bringt eine Verdoppelung der Öffnungsüberhitzung eine Verdoppelung der Kälteleistung
2. Nach Formel ( 197 ) muss für eine Verdoppelung der Kälteleistung auch der Massenstrom verdoppelt werden.
3. Nach Formel ( 199 ) muss für eine Verdoppelung des Kältemittelmassenstroms die Öffnung auch verdoppelt werden.

Die Abhängigkeit der Öffnung von der Überhitzung müsste also auch näherungsweise linear sein. Weiter oben wurde in Formel ( 34 ) schon die Öffnungskennlinie in Abhängigkeit der Überhitzung genannt, allerdings war sie nicht linear gewählt um allfällige Probleme zu umgehen. Durch den linearen Zusammenhang zwischen der Kälteleistung und der Öffnung ergibt sich nach ( 34 ) somit auch kein linearer Zusammenhang zwischen Kälteleistung und der Überhitzung. In Abbildung 88 ist die Kälteleistung basierend auf Formel ( 34 ) dem linearen Ansatz nach Abbildung 87 gegenübergestellt. Für die Ermittlung der Ventilkonstante  $C_{Val}$  wird aber dennoch von einer linearen Abhängigkeit zwischen Kälteleistung und Überhitzung bzw. zwischen Öffnung und Überhitzung ausgegangen. So kann das Datenblatt zur Beschreibung des Ventils verwendet werden, und wie Abbildung 88 zeigt, ist der Fehler der dabei begangen wird nicht sehr gross. Im Endeffekt ist der Unterschied zwischen den Kurven auch nicht ausschlaggebend, da der Massenstrom auf Grund des geschlossenen Regelkreises sich in beiden Fällen auf denselben Wert einstellen wird.

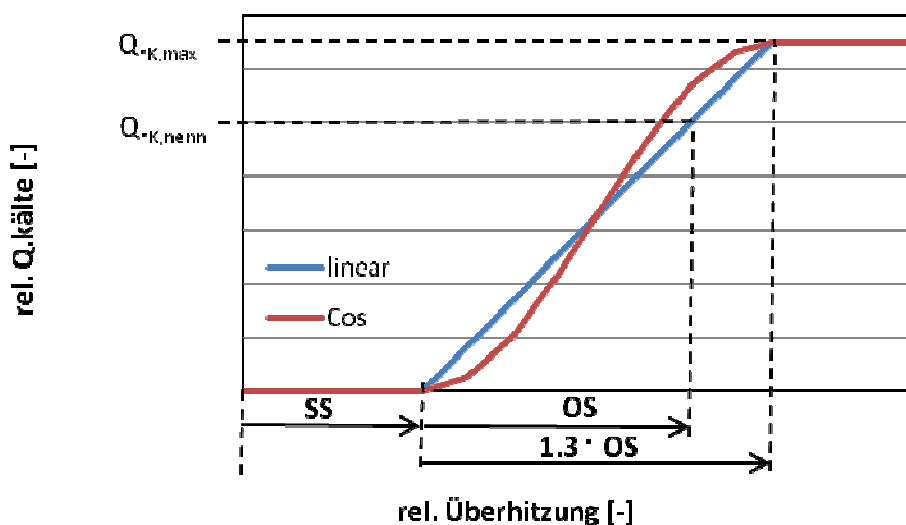


Abbildung 88: Kälteleistung in Abhängigkeit der Überhitzung

Es können nun folgende Aussagen gemacht werden: Unter der Annahme, dass die Kälteleistung und der Kältemittelmassenstrom durch das Ventil in linearem Zusammenhang mit der Öffnungsüberhitzung stehen, wird bei der nominalen Öffnungsüberhitzung OS die Nennleistung erreicht, die bei 70% der maximalen Leistung liegt. Dabei liegt die Öffnung des Ventils bei 70%. Erreicht die Öffnungsüberhitzung  $1,3 \cdot OS$ , dann ist das Ventil gerade voll geöffnet. Für den Nennzustand und somit auch für die Berechnung der Ventilkonstante  $C_{Val}$  liegt die Öffnung demnach bei 70% oder 0.7.

Im Folgenden wird gezeigt, wie die Bestimmung der Ventilkonstante  $C_{Val}$  für ein thermisches Expansionsventil von Alco erfolgen kann.

Nach Hersteller stellt sich die nominale Öffnungsüberhitzung gemäss Tabelle 23 ein, wenn eine Kältemaschine im Nennzustand betrieben wird und dabei eine Kälteleistung aufweist, die der Nennleistung  $Q_k$  des Ventils entspricht. Die Nominale statische Überhitzung entspricht dabei der Werkseinstel-

lung gemäss Tabelle 23. Im Nennzustand liegt die niederdruckseitige Taupunkttemperatur bei +4°C, was ein Kältemittel Niederdruck von  $p_{ND} = 5.22 \text{ bar}_a$  zur Folge hat. Werden die nominale statische Überhitzung (SS) und die nominale Öffnungsüberhitzung (OS) noch dazu gerechnet, so ergibt sich am Verdampferaustritt eine Kältemitteltemperatur von 10.3°C. Die hochdruckseitige Siedetemperatur liegt bei 38°C, woraus ein Kältemittel Hochdruck von  $p_{HD} = 16.54 \text{ bar}_a$  folgt. Bei der genannten Unterkühlung von 1°C resultiert am Kondensatoraustritt eine Kältemitteltemperatur von 37°C. Mit EES kann die Dichte des flüssigen Kältemittels bei einem Druck von 16.54 bar<sub>a</sub> und einer Temperatur von 37°C bestimmt werden, sie liegt bei 1073 kg/m<sup>3</sup>. Die Enthalpien des Kältemittels am Ein- und Austritt des Verdampfers können ebenfalls mit EES berechnet werden, wenn davon ausgegangen wird, dass die Enthalpie am Eintritt des Verdampfers denselben Wert annimmt wie am Austritt des Kondensators, wenn also die Entspannung im Ventil isenthalp verläuft. Aus der Nennleistung  $Q_k$  gemäss Tabelle 22 und der Enthalpiedifferenz über dem Verdampfer kann nach Formel ( 201 ) der Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{R,X}$  durch das Ventil berechnet werden.

$$\dot{m}_{R,X} = \frac{\dot{Q}_k}{h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}} \quad ( 201 )$$

Der Wert  $dp$  in Formel ( 199 ) entspricht der Druckdifferenz über dem Ventil. Hier ist  $dp = p_{HD} - p_{ND}$ . Nun sind alle Parameter der Formel ( 200 ) bekannt und die Ventilkonstante  $C_{Val}$  kann berechnet werden.

Tabelle 22: Auswahltabelle aus dem Datenblatt des Expansionsventils

**Auswahltabelle**

Kältemittel	Nennleistung kW	ohne MOP		mit MOP *)		Anschluss	
		Typ	Best.-Nr.	Typ	Best.-Nr.	Druckausgleich	Eintritt x Austritt
<b>R 407C</b>	0,9	TX3-N01	801813M			Intern	1/4" x 3/8"
	2,5	TX3-N02	801814M	TX3-N12	801827M	Intern	1/4" x 3/8"
	3,9	TX3-N03	801815M	TX3-N13	801828M	Intern	1/4" x 3/8"
	5,6			TX3-N14	801829M	Intern	3/8" x 1/2"
	0,9	TX3-N21	801817M			Ext. 1/4"	1/4" x 3/8"
	2,5	TX3-N22	801818M	TX3-N32	801831M	Ext. 1/4"	1/4" x 3/8"
	3,9	TX3-N23	801819M	TX3-N33	801832M	Ext. 1/4"	1/4" x 3/8"
	5,6	TX3-N24	801820M	TX3-N34	801833M	Ext. 1/4"	3/8" x 1/2"
	8,4	TX3-N25	801821M	TX3-N35	801834M	Ext. 1/4"	3/8" x 1/2"
	11,6	TX3-N26	801822M	TX3-N36	801835M	Ext. 1/4"	3/8" x 1/2"
	14,2	TX3-N27	801823M	TX3-N37	801836M	Ext. 1/4"	1/2" x 5/8"
	16,9	TX3-N28	801824M	TX3-N38	801837M	Ext. 1/4"	1/2" x 5/8"
	23,0	TX3-N29	801825M	TX3-N39	801838M	Ext. 1/4"	1/2" x 5/8"

Nennleistung (Qn) bei folgenden Bedingungen:

Kältemittel	Verdampfungstemperatur	Verflüssigungstemperatur	Unterkühlung
R 22, R 134a, R 404A, R 410A, R 507	+4°C	+38°C	
<b>R 407C</b>	<b>+4°C Taupunkt</b>	<b>+38°C Siedepunkt / +43°C Taupunkt</b>	<b>1K</b>

Tabelle 23: Standardeinstellungen aus dem Datenblatt des Expansionsventils

**Standardeinstellung**

Füllung	Kältemittel	Einstellbedingungen			Einstellung Nominale statische Überhitzung (SS), K	Nominale Öffnungs- Überhitzung (OS), K *)
		Eintrittsdruck am Ventil  (bar)	Gesättigte Verdampfungs- temperatur °C	Fühler- temperatur  °C		
Flüssig (kein MOP)	R 134a	7,6	-3,3	±0	3,3	2,7
	R 22	8,6				-4,4
	R 407C		-5,3		4,4	
	R 404A				5,3	
	R 507					
Flüssig (Wärmepumpen)	R 22					
MOP 3,3 bar	R 134a	7,6	-3,3		3,3	3,0
MOP 6,4 bar	R 22	8,6				
	R 407C					
MOP 2,3 bar	R 404A		-22,2	-17,8	4,4	4,0
	R 507		-23,1	-17,8	5,3	
MOP 12.9 bar	R 410A	18.9	-3.3	±0	3.3	3.0

\*) Die angegebene Öffnungsüberhitzung ergibt sich, wenn die Leistung des ausgewählten Ventils mit der Leistung der Kälteanlage unter Auswahl- / Betriebsbedingungen übereinstimmt.

Hinweis: alle Druckangaben beziehen sich auf Überdruck.

**Wärmeübertragungskoeffizient  $UA_{\text{Fühler}}$**

Der Temperaturfühler des Expansionsventils steht mit der Kältemittelleitung am Austritt des Verdampfers in thermischen Kontakt. Es fließt ein Wärmestrom vom Rohr zum Fühler. Mit Hilfe der Abbildung 89 wird das Vorgehen zur Berechnung des Wärmestromes aufgezeigt. Das Rohr hat die Temperaturen  $T_{M,\text{Rohr}}$  und der Fühler  $T_{\text{Fühler}}$ . Der Fühler nimmt an den zwei markierten Stellen die Temperatur  $T_{\text{Fühler}}$  an. Der Wärmestrom überwindet also in etwa auf der Länge des Fühlers die Temperaturdifferenz zwischen Rohrtemperatur und der Fühlertemperatur.

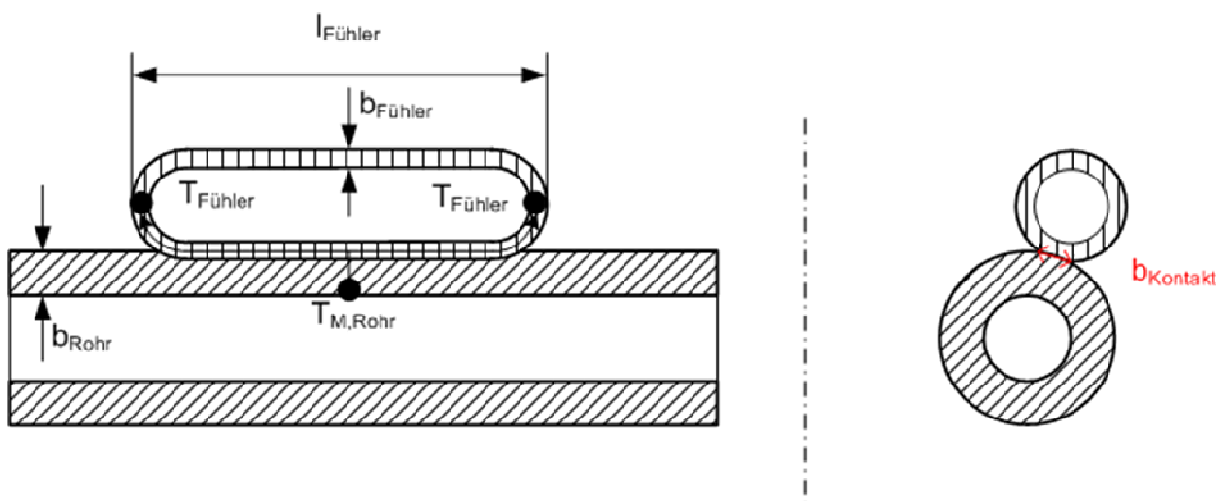


Abbildung 89: Wärmestrom zum Temperaturfühler

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Fühler}}$  wird nach Formel ( 202 ) berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{Fühler}} = \lambda_{\text{Cu}} \cdot A_{\text{M,surf}} \cdot \frac{T_{\text{M,Rohr}} - T_{\text{Fühler}}}{l_{\text{Fühler}}} \quad ( 202 )$$

Die Fläche  $A_{\text{M,surf}}$ , die für die Wärmeleitung zur Verfügung steht, entspricht der Berührungsfläche zwischen Rohr und Temperaturfühler Formel ( 203 ).

$$A_{M,surf} = l_{Fühler} \cdot b_{Kontakt} \quad (203)$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient  $UA_{Fühler}$  berechnet sich nach Formel (204).

$$UA_{Fühler} = \frac{\lambda_{Cu} \cdot A_{M,surf}}{l_{Fühler}} \quad (204)$$

Die Wärmeleitfähigkeit von Kupfer,  $\lambda_{Cu}$  ist aus Tabellenwerken bekannt, es wird  $400 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  eingesetzt. Die Länge  $l_{Fühler}$  aus der WP1 ist  $59\text{mm}$ . Die Kontaktlänge muss geschätzt werden. Sie wird im Bereich von wenigen Millimetern liegen. Hier wird für  $b_{Kontakt}$   $1\text{mm}$  angenommen. Werden diese Werte in den Formeln (203) und (204) eingesetzt, so ergibt sich für  $UA_{Fühler}$  ein Wert von ca.  $0.4\text{kW/K}$ .

### A.6 Bestimmung von Eingabe-Parametern des Verdampfers

In Abbildung 90 ist der Aufbau eines realen Verdampfers zu sehen. In der Skizze sind die Masse eingetragen, die zur Beschreibung des Modells gebraucht werden.  $h_{Lamelle}$  ist die Höhe der Lamellenbleche, durch welche die Rohre mit dem Aussendurchmesser  $d_{a,Rohr}$  geführt werden,  $t_{Lamelle}$  die Tiefe und  $b_{Lamelle}$  die Dicke. Innerhalb des angeströmten Querschnittes der Breite  $b_{Verdampfer}$  sind „Anz<sub>Lamellen</sub>“ Lamellenbleche angebracht, die zum Wärmeaustausch zwischen Luft und Metall dienen. Die Rohrführung kann ganz unterschiedlich ausfallen, im Allgemeinen sind aber eine Anzahl paralleler, ungefähr gleicher Stränge (Anz<sub>Stränge</sub>) vorhanden. Jeder Strang teilt sich in eine Anzahl Pässe auf, d.h. jeder Strang passiert den Luftstrom „Anz<sub>Pässe</sub>“ mal. In der Abbildung 90 sind zwei hintereinander angebrachte Stränge mit je vier Pässen zu sehen. Der Innendurchmesser  $d_i$  von handelsüblichen Kupferrohren ist für alle Aussendurchmesser gegeben und kann somit als bekannt angesehen werden. Die oben genannten Parameter sind in den meisten Datenblätter ersichtlich. Daraus werden für den realen Verdampfer weitere Parameter berechnet, die zur Erstellung des Modells Verwendung finden.

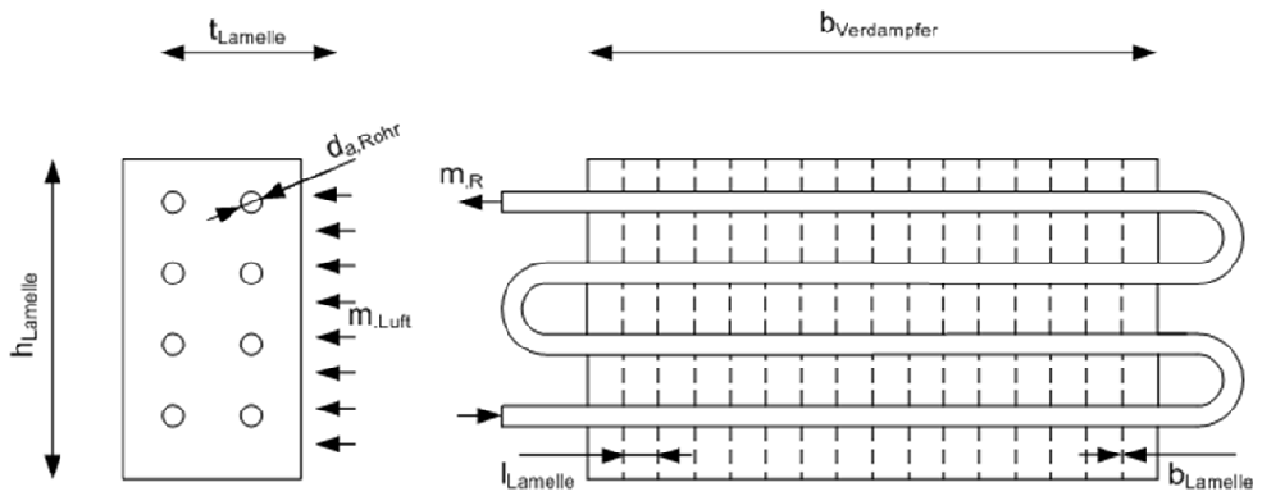


Abbildung 90: Aufbau des realen Verdampfers

Die Fläche der Lamellenbleche, welche für die Wärmeübertragung zwischen Luft und Metall genutzt wird, ist gleich der Fläche aller Lamellenbleche abzüglich der Flächen der Bohrungen zur Rohrdurchführung gemäss Formel (205).

$$A_{Lamellen} = Anz_{Lamellen} \cdot h_{Lamelle} \cdot t_{Lamelle} - \left( Anz_{Stränge} \cdot Anz_{Pässe} \cdot \frac{d_{a,Rohr}^2 \cdot \pi}{4} \right) \quad (205)$$

Der Abstand zwischen zwei Lamellenblechen, die Lamellenteilung  $l_{Lamelle}$  ist nach Formel (206) zu bestimmen, die gesamte Rohrlänge in einem Strang nach (207).



Aus der Rohrlänge  $l_{F,Rohr}$  und der Rippenteilung ergibt sich nach ( 208 ) die Anzahl der Rippen des Modells, dh. von einem Rippenrohr mit der Länge  $l_{F,Rohr}$ .

$$Anz_{Rippen} = \frac{l_{F,Rohr}}{l_{F,Rippe}} - 1 \quad ( 208 )$$

Daraus kann der Durchmesser der kreisrunden Rippe berechnet werden.

$$d_{Rippe} = \sqrt{\frac{A_{F,Rippen} \cdot 4}{Anz_{Stränge} \cdot Anz_{Rippen} \cdot \pi}} + d_{a,Rohr}^2 \quad ( 209 )$$

In ( 209 ) ist  $Anz_{Rippen}$  die Anzahl der Rippen von einem Rippenrohr,  $A_{F,Rippen}$  aber die Fläche Rippen aller parallelen Rohren. Darum steht im Nenner des Bruches noch der Faktor  $Anz_{Stränge}$ . Die Masse  $m_{m,F}$  eines Rippenrohres setzt sich zusammen, aus den Massen des Kupferrohres und der Aluminiumrippen. Gleichung ( 210 ) bis ( 212 ) zeigen die formelmässigen Zusammenhänge auf. Die Dichte  $\rho_{Cu}$  von Kupfer und  $\rho_{Al}$  von Aluminium werden als bekannt angesehen.

$$V_{F,Cu} = \frac{(d_{a,L,F}^2 - d_{i,R,F}^2) \cdot \pi \cdot l_{F,Rohr}}{4} \quad ( 210 )$$

$$V_{Rippen} = Anz_{Rippen} \cdot \frac{(d_{Rippen}^2 - d_{a,L,F}^2) \cdot \pi \cdot b_{Rippe}}{4} \quad ( 211 )$$

$$m_{m,F} = \rho_{Cu} \cdot V_{F,Cu} + \rho_{Al} \cdot V_{Rippen} \quad ( 212 )$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen dem Luftstrom auf der Quellenseite und den Rippen des Rippenrohres wurde ein Ansatz aus der Literatur gewählt. Hierzu muss die Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Rippen bekannt sein. Dazu wird zuerst die Querschnittsfläche des Luftstromes am Eintritt definiert, ( 213 ).

$$A_{L,F,cs} = l_{Rohr} \cdot d_{Rippe} \quad ( 213 )$$

Aus dem Luftvolumenstrom  $\dot{V}_{L,F}$  ( 214 ) und  $A_{L,F,cs}$  lässt sich mit ( 215 ) die Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt berechnen.

$$\dot{V}_{L,F} = \frac{\dot{m}_{Luft}}{\rho_{Luft}} \quad ( 214 )$$

$$c_{L,F,ein} = \frac{\dot{V}_{L,F}}{A_{L,F,cs}} \quad ( 215 )$$

Aus dem Verhältnis der Querschnittsfläche des Luftstroms am Eintritt zu der Fläche im engsten Querschnitt zwischen den Rippen lässt sich die höchste Strömungsgeschwindigkeit der Luft bestimmen, (216)

$$c_{L,F,max} = c_{L,F,ein} \cdot \frac{A_{L,F,cs}}{(d_{Rippe} - d_{a,Rohr}) \cdot l_{Lamelle} \cdot (Anz_{Rippen} + 1)} \quad ( 216 )$$

Das Modell für den konvektiven, luftseitigen Wärmeübergang ist im Anhang A.7 zu finden.

### Wärmeübertragungskoeffizient $UA_{MM}$

Durch die verschiedenen Temperaturen des Rohres im Verdampfungsteil und im Überhitzungsteil fließt innerhalb des Rohres ein Wärmestrom. Mit Hilfe von Abbildung 92 wird das Vorgehen zur Berechnung des Wärmeübergangswertes aufgezeigt. Es wird angenommen, dass die beiden Teile des Rohres jeweils in ihrer Mitte die Temperaturen  $T_{M,ev}$  bzw.  $T_{M,sup}$  annehmen. Der Wärmestrom fließt dazwischen von der Temperatur  $T_{M,sup}$  zur Temperatur  $T_{M,ev}$ .

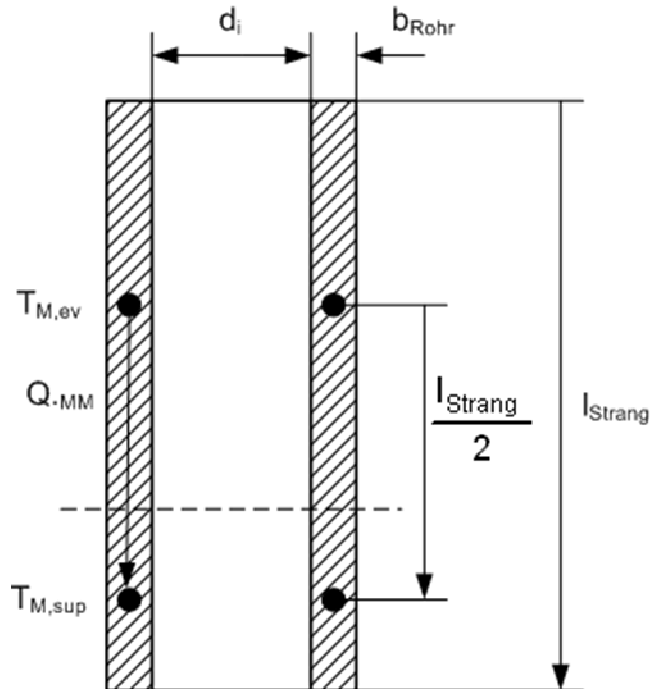


Abbildung 92: Wärmeleitung im Verdampferrohr

Der Wärmestrom  $Q_{MM}$  wird nach Formel ( 217 ) berechnet.

$$\dot{Q}_{MM} = \lambda_M \cdot A_{M,cs} \cdot \frac{T_{M,sup} - T_{M,ev}}{l_{F,Rohr}/2} \quad ( 217 )$$

Die Fläche, die für die Wärmeleitung zur Verfügung steht, entspricht der Kreisringfläche des Rohres nach Formel ( 218 ).

$$A_{M,cs} = \pi \cdot (d_i + b_{Rohr}) \cdot b_{Rohr} \quad ( 218 )$$

Die Wärmeübergangszahl  $UA_{MM}$  berechnet sich nun nach Formel ( 219 ).

$$UA_{DB} = \frac{\lambda_{Cu} \cdot A_{M,cs}}{l_{F,Rohr}/2} \quad ( 219 )$$

Die Wärmeleitfähigkeit von Kupfer,  $\lambda_{Cu}$  ist aus Tabellenwerken bekannt, es wird  $400 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  eingesetzt. Die Länge  $l_{F,Rohr}$  des Rohres aus der WP1 ist  $12.4\text{m}$ , der Innendurchmesser  $d_i$  liegt bei  $9.5 \text{ mm}$ , die Wandstärke  $b_{Rohr}$  bei  $1.3 \text{ mm}$ . Werden diese Werte in den Formeln ( 218 ) und ( 219 ) eingesetzt, so ergibt sich für  $UA_{MM}$  der Wert von ca.  $3 \text{ W/K}$ .

In Tabelle 25 sind die für das Verdampfermodell benötigten Eingabe-Parameter aufgeführt. Diese müssen von Hand eingegeben werden. Die restlichen Größen werden daraus automatisch berechnet.

*Tabelle 25: Eingabeparameter zum Verdampfermodell*

Parameter	Beschreibung	Herkunft
$A_{F,Rippen}$	Totale Rippenfläche	$= A_{Lamellen} / AnzStränge$
$b_{Rippe}$	Rippendicke	$= b_{Lamelle}$
$d_{a,L,F}$	Aussendurchmesser des Rohres	$= d_{a,Rohr}$
$d_{i,R,F}$	Innendurchmesser des Rohres	$= d_{i,Rohr}$
$l_{F,Rohr}$	Länge des Rippenrohres	$= l_{Strang}$
$l_{F,Rippe}$	Rippenteilung	$= l_{Lamelle}$
$\dot{m}_{L,F}$	Luftmassenstrom der Quelle	Konstante Vorgabe
$UA_{MM}$	Wärmeübertragungskoeffizient	Abschätzung



## A.7 Wärmeübergangszahlen im Verdampfer

### Wärmeübergangszahl Luft-Metall

Die Ansätze für die luftseitige Wärmeübertragung stammen aus [ 17 ]. Der Wärmestrom berechnet sich nach Formel ( 220 ).

$$\dot{Q}_{LM,F} = \alpha_{LM,F} \cdot (A_{zw} + \eta_{Rippe} \cdot A_{Rippe}) \cdot \left( \frac{T_{L,F, \text{ein}} - T_{L,F, \text{aus}}}{2} - T_{M,F} \right) \quad (220)$$

Dabei ist  $\alpha_{LM,F}$  eine Wärmeübergangszahl,  $A_{zw}$  die äussere Oberfläche des Rohres zwischen den Rippen,  $\eta_{Rippe}$  der Rippenwirkungsgrad und  $A_{Rippe}$  die Oberfläche der Rippe. Der Rippenwirkungsgrad gibt das Verhältnis zwischen der effektiven und maximal möglichen Temperaturdifferenz nach Formel (221) an. Darin steht im Zähler die Differenz zwischen der mittleren Oberflächentemperatur der Lamelle und der Temperatur des umgebenden Mediums und im Nenner die Differenz zwischen der Temperatur am Rippenfuss und der Temperatur des umgebenden Mediums.

$$\eta_{Rippe} = \frac{\bar{T}_{\text{Oberfläche, Rippe}} - T_{\text{Umgebung}}}{T_{\text{Rippenfuss}} - T_{\text{Umgebung}}} \quad (221)$$

Die Berechnung von  $\alpha_{LM,F}$  und  $\eta_{Rippe}$  sind in [ 17 ] beschrieben. Die Lufteintrittstemperatur  $T_{L,F, \text{ein}}$  wird als Konstante vorgegeben, die Metalltemperatur  $T_{M,F}$  im entsprechenden Abschnitt des Rohres entspricht dem Startwert im jeweiligen Zeitschritt  $\Delta t$  und die Luftaustrittstemperatur muss iterativ bestimmt werden.

Für die Bestimmung des Wärmeübergangswerts  $\alpha_{LM,F}$  zwischen Luft und den Finnen wurde ein Ansatz nach Th. Schmidt der von [ 17 ] empfohlen wird verwendet.

$$Nu_{LM} = C \cdot Re^{0.625} \cdot \left( \frac{F}{F_0} \right)^{-0.375} \cdot Pr^{1/3} \quad (222)$$

Wobei  $C = 0.3$  ist, und  $F/F_0$  das Verhältnis von der gesamten Oberfläche zur Oberfläche des unberippten Rohres ist.

### Wärmeübergangszahl Metall-Kältemittel

Die Wärmeübergangszahlen zwischen Metall und Kältemittel müssen im Verdampfungs- und im Überhitzungsgebiet separat berechnet werden, da in beiden unterschiedliche Zustände des Kältemittels vorliegen.

$$\alpha_{MR,F} = \frac{Nu \cdot k_R}{d_h} \quad (223)$$

$Nu$  ist die Nusseltzahl,  $k_R$  die Wärmeleitfähigkeit des Kältemittels und  $d_h$  der hydraulische Durchmesser der Kältemittelleitung. Der hydraulische Durchmesser entspricht beim Rohr mit kreisrundem Querschnitt gerade dem Innendurchmesser des Rohres. Zur Berechnung der Nusseltzahl sind weitere Kennzahlen erforderlich. Dies sind die Reynoldszahl und die Prandtlzahl, welche eine Stoffgrösse ist und aus Tabellen oder mit Stoffwertrechnern ermittelt werden kann.

Die Geschwindigkeit  $c_R$  des Kältemittels kann aus dem Kältemittelmassenstrom berechnet werden, bei der Dichte  $\rho_R$  und der dynamischen Viskosität  $\eta_R$  handelt es sich um Stoffwerte des Kältemittels.

Im Überhitzungsgebiet ist die Nusseltzahl je nach Grösse der Reynoldszahl durch einen Ansatz aus [18] gegeben. Formel ( 224 ) gilt für  $Re < 2300$ , ( 226 ) für  $Re > 10000$  und ( 225 ) dazwischen.

$$\text{Nu}_{\text{MR,F,sup}} = 4.36 \quad (224)$$

$$\text{Nu}_{\text{MR,F,sup}} = \frac{\left(\frac{(0.79 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{(0.79 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}}{8}\right)^{0.5} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (225)$$

$$\text{Nu}_{\text{MR,F,sup}} = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad (226)$$

Im Verdampfungsgebiet wird die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{\text{MR,F,ev}}$  mit dem Ansatz von Cooper gemäss Formel (227) ermittelt.

$$\alpha_{\text{MR,F,ev}} = 1.7 \cdot 55 \cdot \text{pr}^{0.12 - \lg_{\text{Rp}}} \cdot (-\lg_{\text{pr}})^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (227)$$

Dieser Ansatz zeigt in einem breiten Vergleich [ 19 ] stabile und wiederholbare Ergebnisse über den gesamten Verdampfer. Dabei ist pr der reduzierte Druck, Rp die Oberflächenrauigkeitsparameter (bezogen auf 1µm), M die molare Masse des Kältemittels und q der Wärmefluss pro Fläche.

## A.8 Gleichungen zum Verdampfermodell

Das Modell des Verdampfes gibt die drei Ausgabe Werte  $h_{R,F,aus,e}$ ,  $p_{ND,e}$ , und  $\Delta T_{ü,s}$  zurück. Diese werden von den folgenden Subprogrammen berechnet. Es sind auch noch weitere Grössen zu bestimmen, zum Beispiel verschiedene Endwerte, die im folgenden Zeitschritt als Startwerte Verwendung finden oder Werte, die zur Berechnung der Ausgabewerte notwendig sind.

### Subprogramm „Verd, $\Delta T_{ü}$ “

Die Wärmeströme, die zwischen Luft und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start- und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Damit die Iteration durchgeführt werden kann, werden für vier Variablen die Endwerte, die sich am Ende des Zeitschrittes ergeben, durch einen willkürlichen Wert festgelegt. In diesem Fall werden der Kältemittelniederdruck  $p_{ND,e}$ , die Kältemitteltemperatur am Austritt des Verdampfers  $T_{R,F,sup,aus,e}$  und die Metalltemperaturen  $T_{M,F,ev,e}$  und  $T_{M,F,sup,e}$  auf einen Wert gesetzt, der sich geringfügig vom zugehörigen Startwert unterscheidet. Durch diese Endgrössen können dann weitere Grössen, wie nachfolgend beschrieben, ausgedrückt werden. Der mittlere Kältemitteldruck während  $\Delta t$  berechnet sich nach Formel ( 228 ), die dazugehörige Verdampfungstemperatur nach ( 229 ).

$$p_{ND} = \frac{p_{ND,e} + p_{ND,s}}{2} \quad ( 228 )$$

$$T_{R,F,ev} = h(p_{ND}, x = 0.5) \quad ( 229 )$$

Die zeitlich gemittelte Temperatur und die Enthalpie am Ausgang des Verdampfers folgen aus den Formeln ( 230 ) und ( 231 ).

$$T_{R,F,sup,aus} = \frac{T_{R,F,sup,aus,e} + T_{R,F,sup,aus,s}}{2} \quad ( 230 )$$

$$h_{R,F,aus} = h(p_{ND}, T_{R,F,sup,aus}) \quad ( 231 )$$

Die zeitlich gemittelte Temperatur am Austritt des Verdampfungsteils und am Eintritt des Überhitzungsteils kann mit EES in Abhängigkeit des Kältemitteldruckes zu einem Dampfgehalt von eins berechnet werden.

$$T_{R,F,\tau} = T(p_{ND}, x = 1) \quad ( 232 )$$

Die örtlich gemittelte Temperatur im Überhitzungsteil entspricht dem Mittelwert aus der Eintritts- und der Austrittstemperatur gemäss ( 233 ).

$$T_{R,F,sup,ave} = \frac{T_{R,F,\tau} + T_{R,F,sup,aus}}{2} \quad ( 233 )$$

Die durchschnittliche Kältemitteltemperatur im Überhitzungsteil,  $T_{R,F,sup,ave}$  entspricht auch dem zeitlichen Mittelwert aus  $T_{R,F,sup,ave,s}$  und  $T_{R,F,sup,ave,e}$ . Aus diesem Zusammenhang folgt dann mit Formel (234) die Temperatur zur Endzeit des Zeitschrittes,  $T_{R,F,ave,e}$ .

$$T_{R,F,sup,ave,e} = 2 \cdot T_{R,F,sup,ave} - T_{R,F,sup,ave} \quad ( 234 )$$

Der Wärmestrom zwischen der Luft und dem Metall im Verdampfungsteil ist von den Luft- und Metalltemperaturen abhängig und je grösser der Wärmestrom ist, desto grösser wird die Abkühlung der Luft. Dies ist aus den Formeln ( 235 ) und ( 236 ) ersichtlich.

$$\dot{Q}_{LM,F,ev} = \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \frac{l_{ev}}{l_{F,Rohr}} \cdot \left( \frac{T_{L,F,ev,aus} + T_{L,F,ein}}{2} - \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} \right) \quad (235)$$

$$\dot{Q}_{LM,F,ev} = \dot{m}_{L,F} \cdot \frac{l_{ev}}{l_{F,Rohr}} \cdot c_{pL} \cdot (T_{L,F,ein} - T_{L,F,ev,aus}) \quad (236)$$

Durch gleichsetzen der rechten Seiten der Formeln ( 235 ) und ( 236 ) und umformen nach  $T_{L,F,ev,aus}$  kann die Temperatur der austretenden Luft im Verdampfungsteil berechnet werden.

$$T_{L,F,ev,aus} = \frac{\dot{m}_{L,F} \cdot c_{pL} \cdot T_{L,F,ein} - \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \left( \frac{T_{L,F,ein}}{2} - \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} \right)}{\frac{\alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F}}{2} + \dot{m}_{L,F} \cdot c_{pL}} \quad (237)$$

Dasselbe gilt auch für den Überhitzungsteil.

$$\dot{Q}_{LM,F,sup} = \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \frac{l_{sup}}{l_{F,Rohr}} \cdot \left( \frac{T_{L,F,sup,aus} + T_{L,F,ein}}{2} - \frac{T_{M,F,sup,e} + T_{M,F,sup,s}}{2} \right) \quad (238)$$

$$\dot{Q}_{LM,F,sup} = \dot{m}_{L,F} \cdot \frac{l_{sup}}{l_{F,Rohr}} \cdot c_{pL} \cdot (T_{L,F,ein} - T_{L,F,sup,aus}) \quad (239)$$

Werden die rechten Seiten der Formeln ( 238 ) und ( 239 ) einander gleichgesetzt und nach  $T_{L,F,sup,aus}$  umgeformt, dann folgt Formel ( 240 )

$$T_{L,F,sup,aus} = \frac{\dot{m}_{L,F} \cdot c_{pL} \cdot T_{L,F,ein} - \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \left( \frac{T_{L,F,ein}}{2} - \frac{T_{M,F,sup,e} + T_{M,F,sup,s}}{2} \right)}{\frac{\alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F}}{2} + \dot{m}_{L,F} \cdot c_{pL}} \quad (240)$$

Die Formeln ( 241 ) und ( 242 ) beschreiben die Wärmeströme zwischen dem Metall und dem Kältemittel im Verdampfungs- und im Überhitzungsteil.

$$\dot{Q}_{MR,F,ev} = \alpha_{MR,F,ev} \cdot A_{R,F,tub,surf} \cdot \frac{l_{ev}}{l_{F,Rohr}} \cdot \left( \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} - T_{R,F,ev} \right) \quad (241)$$

$$\dot{Q}_{MR,F,sup} = \alpha_{MR,F,sup} \cdot A_{R,F,tub,surf} \cdot \frac{l_{sup}}{l_{F,Rohr}} \cdot \left( \frac{T_{M,F,sup,e} + T_{M,F,sup,s}}{2} - T_{R,F,sup,ave} \right) \quad (242)$$

Auf Grund der unterschiedlichen Metalltemperaturen im Verdampfungs- und Überhitzungsteil fließt zwischen den beiden Bereichen ein Wärmestrom nach Formel ( 243 ).

$$\dot{Q}_{MM,F} = U A_{MM,F} \cdot \left( \frac{T_{M,F,sup,e} + T_{M,F,sup,s}}{2} - \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} \right) \quad (243)$$

Die vier beliebig gewählten Endwerte führen im Allgemeinen zu Ergebnissen, die nicht zu einem Gleichgewichtszustand führen. Um ein Gleichgewicht zu erhalten müssen nun die vier „alten“ Endwerte entsprechend geändert und durch „neue“ ersetzt werden. Mit Hilfe dieser iterativen Lösung kann ein stabiler Endwert gefunden werden

In einem vorgegebenen Zustand fließen die oben aufgeführten Wärmeströme von der Luft zum Metall und vom Metall zum Kältemittel. Dadurch verändern sich die Metalltemperaturen und die Kältemitteltemperaturen mehr oder weniger, je nachdem, wie viel Energie zu- oder abgeführt wird.

In einer ersten Iterationsschleife werden die vorgegebenen Endwerte  $T_{M,F,ev,e}$  und  $T_{M,F,sup,e}$  neu bestimmt. Die „neuen“ Metalltemperaturen können nach der Formel ( 244 ) bzw. ( 245 ) mit einer Energiebilanz bestimmt werden.

$$T_{M,F,ev,e} = T_{M,F,ev,s} + \frac{(\dot{Q}_{LM,F,ev} + \dot{Q}_{MM,F} - \dot{Q}_{MR,F,ev}) \cdot \Delta t}{cp_M \cdot m_{M,F} \cdot l_{F,Rohr}^{ev}} \quad (244)$$

$$T_{M,F,sup,e} = T_{M,F,sup,s} + \frac{(\dot{Q}_{LM,F,sup} - \dot{Q}_{MM,F} - \dot{Q}_{MR,F,sup}) \cdot \Delta t}{cp_M \cdot m_{M,F} \cdot l_{F,Rohr}^{sup}} \quad (245)$$

Der Kältemitteldruck  $p_{ND,e}$  und die Kältemitteltemperatur  $T_{R,F,sup,aus,e}$  sind ebenfalls beliebig gewählt worden. Für diese müssen nun in einer zweiten Iterationsschleife die „neuen“ Endwerte bestimmt werden, welche die vorhergehenden Endwerte ersetzen. Dazu werden für die Endwerte der Metalltemperaturen die Ergebnisse aus der ersten Iterationsschleife verwendet. Gleichungen ( 246 ) bzw. ( 247 ) geben den Zusammenhang zwischen übertragener Energie und der Temperaturänderung des Kältemittels an.

$$Q_{R,ev,1} = cp_{R,F,ev} \cdot m_{R,F,ev} \cdot (T_{R,F,ev,e} - T_{R,F,ev,s}) \quad (246)$$

$$Q_{R,sup,1} = cp_{R,F,sup} \cdot m_{R,F,sup} \cdot (T_{R,F,sup,ave,e} - T_{R,F,sup,ave,s}) \quad (247)$$

Auf der Kältemittelseite werden dem Verdampfer gemäss Formel ( 248 ) bzw. Formel ( 249 ) durch die Wärmeströme und das zufließende Kältemittel Energie zugeführt und durch das abfließende Kältemittel abgeführt.

$$Q_{R,ev,2} = (\dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,F,ein} + \dot{Q}_{MR,F,ev} - \dot{m}_{R,F,ev,sup} \cdot h_{R,F,\tau}) \cdot \Delta t \quad (248)$$

$$Q_{R,sup,2} = (\dot{m}_{R,F,ev,sup} \cdot h_{R,F,\tau} + \dot{Q}_{MR,F,sup} - \dot{m}_{R,K} \cdot h_{R,F,aus}) \cdot \Delta t \quad (249)$$

Im Gleichgewicht müssten die Energien  $Q_{R,ev,1}$  und  $Q_{R,ev,2}$  bzw.  $Q_{R,sup,1}$  und  $Q_{R,sup,2}$  gleich gross sein. Da diese Gleichheit nicht zutrifft, wird die Gleichung ( 246 ) bzw. ( 247 ) dazu verwendet, eine Kältemittel-Endtemperatur zu finden, mit der die Gleichungen ( 246 ) und ( 248 ) bzw. ( 247 ) und ( 249 ) die gleichen Resultate liefern. Dazu wird ( 246 ) bzw. ( 247 ) nach  $T_{R,F,ev,e}$  bzw. nach  $T_{R,F,sup,e}$  umgeformt, was zu ( 250 ) bzw. ( 251 ) führt.

$$T_{R,F,ev,e} = T_{R,F,ev,s} + \frac{Q_{R,ev}}{cp_{R,F,ev} \cdot m_{R,F,ev}} \quad (250)$$

$$T_{R,F,sup,ave,e} = T_{R,F,sup,ave,s} + \frac{Q_{R,sup}}{cp_{R,F,sup} \cdot m_{R,F,sup}} \quad (251)$$

Aus dem Endwert der Verdampfungstemperatur  $T_{R,F,ev,e}$  wird nach ( 252 ) ein „neuer“ Endwert für den Kältemittelniederdruck  $p_{ND,e}$  berechnet. Dieser ersetzt im nächsten Iterationsdurchlauf den beliebig gewählten Wert.

$$p_{ND,e} = p(T_{R,F,ev,e}, x = 0.5) \quad (252)$$

$T_{R,F,sup,ave,e}$  entspricht dem Mittelwert zwischen der Temperatur  $T_{R,F,\tau,e}$  am Eintritt, und der Temperatur  $T_{R,F,sup,aus,e}$  am Austritt des Überhitzungsgebietes. Aus den Formeln ( 253 ) und ( 254 ) folgt die Kältemitteltemperatur am Austritt des Verdampfers.

$$T_{R,F,\tau,e} = T(p_{ND,e}, x = 1) \quad (253)$$

$$T_{R,F,sup,aus,e} = 2 \cdot T_{R,F,sup,ave,e} - T_{R,F,\tau,e} \quad (254)$$

$T_{R,F,\text{sup},\text{aus},e}$  entspricht einem „neuen“ Endwert und ersetzt im nächsten Iterationsdurchlauf den vorher beliebig gewählten Wert.

Die zweite Iterationsschleife wird so oft wiederholt, bis auf der Kältemittelseite ein Gleichgewicht vorhanden ist. Dann wird erneut mit der ersten Iterationsschleife begonnen. Erst wenn die Änderung der vier Endwerte unter einer bestimmten Schwellwert liegen, wird die Iteration abgebrochen.

### Subprogramm „Verd,2Ph“

Die Wärmeströme, die zwischen Luft und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Damit die Iteration durchgeführt werden kann, werden für drei Variablen die Endwerte, die sich am Ende des Zeitschrittes ergeben, durch einen willkürlichen Wert festgelegt. In diesem Fall werden der Kältemittelniederdruck  $p_{ND,e}$ , die Kältemitteltemperatur am Austritt des Verdampfers  $T_{R,F,ev,\text{aus},e}$  und die Metalltemperatur  $T_{M,F,ev,e}$  auf einen Wert gesetzt, der sich geringfügig vom zugehörigen Startwert unterscheidet. Durch diese Endgrößen können dann weitere Größen, wie nachfolgend beschrieben, ausgedrückt werden. Der mittlere Kältemitteldruck während  $\Delta t$  berechnet sich nach Formel ( 255 ), die dazugehörige Verdampfungstemperatur nach ( 256 ).

$$p_{ND} = \frac{p_{ND,e} + p_{ND,s}}{2} \quad ( 255 )$$

$$T_{R,F,ev} = h(p_{ND}, x = 0.5) \quad ( 256 )$$

Der Zustand am Austritt des Verdampfers ist durch den Kältemitteldruck und den Dampfgehalt bestimmt. Der Dampfgehalt kann von EES in Abhängigkeit von Kältemitteldichte und Druck berechnet werden.

$$x_{R,F,ev,\text{aus}} = x(p_{ND}, \rho_{R,F,ev,\text{aus}}) \quad ( 257 )$$

Die zeitlich gemittelte Temperatur und die Enthalpie am Ausgang des Verdampfers folgen aus den Formeln ( 258 ) und ( 259 ).

$$T_{R,F,ev,\text{aus}} = T(p_{ND}, x_{R,F,ev,\text{aus}}) \quad ( 258 )$$

$$h_{R,F,\text{aus}} = h(p_{ND}, x_{R,F,ev,\text{aus}}) \quad ( 259 )$$

Der Wärmestrom zwischen der Luft und dem Metall ist von den Luft- und Metalltemperaturen abhängig und je grösser der Wärmestrom ist, desto grösser wird die Abkühlung der Luft. Dies ist aus den Formeln ( 260 ) und ( 261 ) ersichtlich.

$$\dot{Q}_{LM,F,ev} = \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \left( \frac{T_{L,F,ev,\text{aus}} + T_{L,F,\text{ein}}}{2} - \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} \right) \quad ( 260 )$$

$$\dot{Q}_{LM,F,ev} = \dot{m}_{L,F} \cdot c_{pL} \cdot (T_{L,F,\text{ein}} - T_{L,F,ev,\text{aus}}) \quad ( 261 )$$

Durch gleichsetzen der rechten Seiten der Formeln ( 260 ) und ( 261 ) und umformen nach  $T_{L,F,ev,\text{aus}}$  kann die Temperatur der austretenden Luft im Verdampfungsteil berechnet werden, Formel ( 262 ).

$$T_{L,F,ev,aus} = \frac{\dot{m}_{L,F} \cdot cp_L \cdot T_{L,F,ein} - \alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F} \cdot \left( \frac{T_{L,F,ein} + T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} \right)}{\frac{\alpha_{LM,F} \cdot A_{L,F}}{2} + \dot{m}_{L,F} \cdot cp_L} \quad (262)$$

Die Formel ( 263 ) beschreibt den Wärmestrom zwischen Metall und Kältemittel.

$$\dot{Q}_{MR,F,ev} = \alpha_{MR,F,ev} \cdot A_{R,F,tub,surf} \cdot \left( \frac{T_{M,F,ev,e} + T_{M,F,ev,s}}{2} - T_{R,F,ev} \right) \quad (263)$$

Die drei beliebig gewählten Endwerte führen im Allgemeinen zu Ergebnissen, die nicht zu einem Gleichgewichtszustand führen. Um ein Gleichgewicht zu erhalten müssen nun die drei „alten“ Endwerte entsprechend geändert und durch „neue“ ersetzt werden. Durch ein Newton'sches Verfahren wird die benötigte Konvergenz erreicht.

In einem vorgegebenen Zustand fließen die oben genannten Wärmeströme von der Luft zum Metall und vom Metall zum Kältemittel. Dadurch verändern sich die Metalltemperatur und die Kältemitteltemperatur mehr oder weniger, je nachdem, wie viel Energie zu- oder abgeführt wird.

In einer ersten Iterationsschleife wird der vorgegebene Endwerte  $T_{M,F,ev,e}$  neu bestimmt. Die „neue“ Metalltemperatur kann nach der Formel ( 264 ) mit einer Energiebilanz bestimmt werden.

$$T_{M,F,ev,e} = T_{M,F,ev,s} + \frac{(\dot{Q}_{LM,F,ev} - \dot{Q}_{MR,F,ev}) \cdot \Delta t}{cp_M \cdot m_{M,F}} \quad (264)$$

Der Kältemitteldruck  $p_{ND,e}$  und die Kältemitteltemperatur  $T_{R,F,ev,aus,e}$  sind ebenfalls beliebig gewählt worden. Für diese müssen nun in einer zweiten Iterationsschleife die „neuen“ Endwerte bestimmt werden, welche die vorhergehenden Endwerte ersetzen. Dazu wird für den Endwerte der Metalltemperatur das Ergebnis aus der ersten Iterationsschleife verwendet. Die Formel ( 265 ) gibt den Zusammenhang zwischen übertragener Energie und der Temperaturänderung des Kältemittels an.

$$Q_{R,ev,1} = cp_{R,F,ev} \cdot m_{R,F,ev} \cdot (T_{R,F,ev,e} - T_{R,F,ev,s}) \quad (265)$$

Auf der Kältemittelseite werden dem Verdampfer gemäss Formel ( 266 ) durch den Wärmestrom und das zufließende Kältemittel Energie zugeführt und durch das abfließende Kältemittel abgeführt.

$$Q_{R,ev,2} = (\dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,F,ein} + \dot{Q}_{MR,F,ev} - \dot{m}_{R,F,ev,sup} \cdot h_{R,F,t}) \cdot \Delta t \quad (266)$$

Im Gleichgewicht müssten die Energien  $Q_{R,ev,1}$  und  $Q_{R,ev,2}$  gleich gross sein. Da diese Gleichheit nicht zutrifft, wird die Gleichung ( 265 ) dazu verwendet, eine Kältemittel-Endtemperatur zu finden, mit der die Gleichungen ( 265 ) und ( 266 ) die gleichen Resultate liefern. Dazu wird ( 265 ) nach  $T_{R,F,ev,e}$  umgeformt, was zu ( 267 ) führt.

$$T_{R,F,ev,e} = T_{R,F,ev,s} + \frac{Q_{R,ev}}{cp_{R,F,ev} \cdot m_{R,F,ev}} \quad (267)$$

Aus dem Endwert der Verdampfungstemperatur  $T_{R,F,ev,e}$  wird nach ( 268 ) ein „neuer“ Endwert für den Kältemittelniederdruck  $p_{ND,e}$  berechnet. Dieser ersetzt im nächsten Iterationsdurchlauf den beliebig gewählten Wert.

$$p_{ND,e} = p(T_{R,F,ev,e}, x = 0.5) \quad (268)$$

$T_{R,F,ev,aus,e}$  ist durch den Kältemitteldruck  $p_{ND,e}$  und den Dampfgehalt gegeben, (269).

$$T_{R,F,ev,aus,e} = T(p_{ND,e}, x_{R,F,ev,aus}) \quad (269)$$

Die zweite Iterationsschleife wird so oft wiederholt, bis auf der Kältemittelseite ein Gleichgewicht vorhanden ist. Dann wird erneut mit der ersten Iterationsschleife begonnen. Erst wenn die Änderung der drei Endwerte unter einer bestimmten Schwellwert liegen, wird die Iteration abgebrochen.

#### Subprogramm „Verd,aus,2Ph“

Nachfolgend wird die Berechnung des Druckes  $p_{ND,e}$  beschrieben. Der Kältemittelinhalt  $m_{R,F,Strang}$  und das Volumen des Verdampfers  $V_{R,F,Strang}$  sind bekannt. Daraus lässt sich das Volumen ermitteln, welches das Gas einnimmt. Dazu wird Formel ( 270 ) in Formel ( 271 ) eingesetzt und das Ganze nach  $V_{R,F,g}$  umgeformt, was zu ( 272 ) führt.

$$V_{R,F,fl} = V_{R,F,Strang} - V_{R,F,g} \quad (270)$$

$$m_{R,F,Strang} = V_{R,F,g} \cdot \rho_{R,F,\tau} + V_{R,F,fl} \cdot \rho_{R,F,siede} \quad (271)$$

$$V_{R,F,g} = \frac{m_{R,F,Strang} - V_{R,F,fl} \cdot \rho_{R,F,siede}}{\rho_{R,F,\tau} - \rho_{R,F,siede}} \quad (272)$$

Die Dichten des gesättigten Dampfes und der gesättigten Flüssigkeit werden beim Druck  $p_{ND,s}$  und einem Dampfgehalt  $x_R$  von eins bzw. null bestimmt. Aus dem Volumen  $V_{R,F,g}$  kann zusammen mit der Dichte des gesättigten Dampfes  $\rho_{R,F,\tau}$  nach ( 273 ) die Masse des gasförmigen Kältemittels bestimmt werden und daraus wiederum der Dampfgehalt  $x_{R,F}$  im Verdampfer nach ( 274 ).

$$m_{R,F,g} = V_{R,F,g} \cdot \rho_{R,F,\tau} \quad (273)$$

$$x_{R,F} = \frac{m_{R,F,g}}{m_{R,F,Strang}} \quad (274)$$

Die Formeln ( 270 ) - ( 274 ) gelten jeweils für die Startwerte, die Mittelwerte und die Endwerte, je nachdem ob für die Kältemittelmasse  $m_{R,F,Strang,s}$ ,  $m_{R,F,Strang}$ , oder  $m_{R,F,Strang,e}$  eingesetzt wird. Es wird davon ausgegangen, dass die Temperatur von Gas und Flüssigkeit dieselbe ist. Nach dem Ausschalten der Wärmepumpe wird diese einmalig nach Formel ( 275 ) berechnet.

$$T_R = \frac{c_{p,ev} \cdot m_{R,ev} \cdot T_{R,ev} + c_{p,sup} \cdot m_{R,sup} \cdot T_{R,sup,ave}}{c_{p,sup} \cdot m_{R,sup} + c_{p,ev} \cdot m_{R,ev}} \quad (275)$$

Im Weiteren wird für  $T_R$  der Endwert des vorhergehenden Zyklus verwendet, welcher nach Formel ( 280 ) bestimmt wird. Während dem Betrieb haben die Metallmassen im Verdampfungs- und im Überhitzungsteil unterschiedliche Temperaturen. Nach dem Ausschalten gleichen sich diese sofort aus was zu folgender Metalltemperatur führt ( 276 ). Im Stillstand der Wärmepumpe ist die Temperatur der Metallmasse im Verdampfer überall gleich.

$$T_{M,F} = \frac{m_{M,ev} \cdot T_{M,ev} + m_{M,sup} \cdot T_{M,sup}}{m_{M,F}} \quad (276)$$

Die Wärmeströme, die zwischen Luft und Metall sowie zwischen Metall und Kältemittel fließen, sind abhängig von den Start und Endtemperaturen von Metall und Kältemittel, deshalb müssen diese mit einer Iteration berechnet werden wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Die Gleichungen ( 277 ) beschreibt den Wärmestrom von der ruhenden Luft der Quelle ans Metall. Da die Metalltemperatur im ganzen Verdampfer denselben Wert aufweist, muss nicht zwischen dem Gebiet der Flüssigkeit und des Gases



unterschieden werden.  $T_{M,F}$  ist der Mittelwert der Metalltemperatur zwischen Start und Ende des Zeitschrittes  $\Delta t$ .

$$\dot{Q}_{LM,F} = \alpha_{LM,F,aus} \cdot A_{L,F} \cdot (T_L - T_{M,F}) \quad (277)$$

Die Formeln (278) und (279) geben die Wärmeströme vom Metall zum flüssigen bzw. zum gasförmigen Kältemittel wieder. Die Flächen  $A_{R,F,fl}$  und  $A_{R,F,g}$  folgen aus der Gesamtfläche auf der Rohrrinnen-seite und den Verhältnissen der Volumen der beiden Teile.

$$\dot{Q}_{MR,F,fl} = \alpha_{MR,F,fl} \cdot A_{R,F,fl} \cdot (T_{M,F} - T_{R,F}) \quad (278)$$

$$\dot{Q}_{MR,F,g} = \alpha_{MR,F,g} \cdot A_{R,F,g} \cdot (T_{M,F} - T_{R,F}) \quad (279)$$

Da die Metalltemperatur im Verdampfer überall gleich gross ist, fliesst auch kein Wärmestrom zwischen den Metallteilen der beiden Gebiete, (280).

$$\dot{Q}_{MM,F} = 0 \quad (280)$$

Mit den Formeln (277) bis (279) kann die Metalltemperatur am Ende des Zeitschrittes bestimmt werden.

$$T_{M,F,e} = T_{M,F,s} + \frac{\Delta t \cdot (\dot{Q}_{LM,F} - \dot{Q}_{MR,F,fl} - \dot{Q}_{MR,F,g})}{c_{pM} \cdot m_M} \quad (281)$$

Im Stillstand ist die Änderung der inneren Energie des Kältemittels gleich der zwischen Kältemittel und Metall übertragenen Wärme, zuzüglich der vom Kondensator zuströmenden Energie in Folge des Lekegestroms.

$$\Delta U_R = \dot{m}_{R,X} \cdot h_{R,X,aus} \cdot \Delta t + (\dot{Q}_{MR,F,fl} + \dot{Q}_{MR,F,g}) \cdot \Delta t \quad (282)$$

Die Änderung der Inneren Energie  $\Delta U_R$  wird nach Formel (283) ausgedrückt.

$$\Delta U_R = (m_{R,F,g} \cdot c_{pR,g} + m_{R,F,fl} \cdot c_{pR,fl}) \cdot \Delta T_R \quad (283)$$

Die Temperaturänderung  $\Delta T_R$  entspricht  $T_{R,e} - T_{R,s}$ , woraus die Formel (284) folgt.

$$T_{R,e} = T_{R,s} + \frac{\Delta U_R}{m_{R,F,g} \cdot c_{pR,F,g} + m_{R,F,fl} \cdot c_{pR,F,fl}} \quad (284)$$

Der Druck im Behälter ist durch den Kältemitteltyp und die Grössen  $T_R$  und  $x_{R,F}$  im Zweiphasengebiet bestimmt.

$$p_{ND,e} = p(T_{R,e}, x_{R,F,e}) \quad (285)$$

Während des Stillstands der Wärmepumpe erfolgt am Austritt des Verdampfers keine Überhitzung,  $\Delta T_{ü,s}$  ist also gleich null. Dies führt dazu, dass die Enthalpie am Austritt gerade der Enthalpie des Gases innerhalb des Verdampfers entspricht. Im Modell des Verdampfers ist voraussetzungsgemäss nur zweiphasiges Kältemittel vorhanden,  $h_{R,F,aus,e}$  entspricht demnach der Enthalpie des gesättigten Gases bei einem Druck von  $p_{ND,e}$ . Genau genommen stimmen die Enthalpien, die EES für die gesättigten Zustände des Kältemittels berechnet nicht exakt. Bei gleichem Druck und gleicher Temperatur der gasförmigen- und der flüssigen Phase weisen die beiden Phasen unterschiedliche Kältemittelzusammensetzungen auf, die nicht mehr der Zusammensetzung von R407C entsprechen.

EES berechnet die Stoffwerte aber für die richtige Zusammensetzung. Durch Vergleiche der tatsächlichen Enthalpien aus Tabellenwerken und den von EES (falsch) berechneten Enthalpien zeigte sich aber, dass der Fehler, der sich auf Grund der falschen Berechnung mit EES ergibt, klein ist.

## A.9 Eingabe-Parameter zur Validierung mit WP1

Tabelle 26: gewählte Eingabe-Parameter für die WP1

Parameter	Wert	Einheit
$r_s$	R407C	-
$\Delta T_{at}$	0.1	s
$T_U$	20	°C
$\dot{m}_{w,G}$	0.518	kg/s

Tabelle 27: gewählte Eingabe-Parameter für den Kompressor der WP1

Parameter	Wert	Einheit
$\dot{m}_{\text{Kompressor}}$	36.74	kg
$h_{\text{Kompressor}}$	0.437	m
$d_{\text{Kompressor}}$	0.1855	m
$V_{th}$	0.000067121	m <sup>3</sup>
$\eta_{\text{Kompressor}}$	48.33	s <sup>-1</sup>
$a_\lambda$	1.0736	-
$b_\lambda$	-0.0266	-
$a_{\eta is}$	0.0737	-
$b_{\eta is}$	-0.0465	-
$c_{\eta is}$	0.7576	-
$d_{\eta is}$	1.7261	-
$P_{el,reib}$	0.2	kW
$\eta_{\text{Motor}}$	0.82	-
$\eta_{\text{Verdichter}}$	0.6	-
$UA_{BC}$	0.02	kW/°C
$UA_{DB}$	0.05	kW/°C
$UA_{ED}$	0.02	kW/°C
$h_{\text{Kompressor},o}$	$0.3 \cdot h_{\text{Kompressor}}$	m
$\dot{m}_D$	$0.3 \cdot \dot{m}_{\text{Kompressor}}$	kg
$V_C$	$0.1 \cdot V_{\text{Kompressor},u}$	m <sup>3</sup>

Tabelle 28: gewählte Eingabe-Parameter für den Kondensator der WP1

Parameter	Wert	Einheit
$Anz_{PI}$	34	-
$b_R$	0.0016	m
$b_W$	0.0016	m
$h_{PI}$	0.12	m
$l_{PI}$	0.52	m
$\dot{m}_M$	10.16	kg
$UA_{MM}$	0.0003	kW/°C

Tabelle 29: gewählte Eingabe-Parameter für das Expansionsventil der WP1

Parameter	Wert	Einheit
$a_x$	3.3	°C
$b_x$	7.2	°C
$c_{pF\ddot{u}hler}$	1	kJ/(kg·°C)
$C_{Val}$	$2.654 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup>
$\dot{m}_{F\ddot{u}hler}$	0.1	kg
$UA_{F\ddot{u}hler}$	0.4	kW/°C

*Tabelle 30: Verdampferkennwerte und gewählte Eingabeparameter für den Verdampfer der WP1*

Parameter	Wert	Einheit
Anz <sub>Lamellen</sub>	220	-
Anz <sub>Pässe</sub>	16	-
Anz <sub>Stränge</sub>	4	-
b <sub>Lamelle</sub>	0.0005	m
b <sub>Verdampfer</sub>	0.775	m
d <sub>a,Rohr</sub>	0.012	m
d <sub>i,Rohr</sub>	0.0095	m
h <sub>Lamelle</sub>	0.72	m
t <sub>Lamelle</sub>	0.13	m
A <sub>Lamellen</sub>	19	m <sup>2</sup>
l <sub>Strang</sub>	12.4	m
l <sub>Lamelle</sub>	0.0035	m
A <sub>F,Rippen</sub>	19	m <sup>2</sup>
b <sub>Rippe</sub>	0.0005	m
d <sub>a,L,F</sub>	0.012	m
d <sub>i,R,F</sub>	0.0095	m
l <sub>F,Rohr</sub>	12.4	m
l <sub>F,Rippe</sub>	0.0035	m
m <sub>L,F</sub>	1.026	kg/s
UA <sub>MM</sub>	0.003	kW/°C

## A.10 Eingabe-Parameter zur Validierung mit WP2

Tabelle 31: gewählte Eingabeparameter für die WP2

Parameter	Wert	Einheit
$r_s$	R407C	-
$\Delta t$	0.1	s
$T_U$	20	°C
$m_{w,g}$	0.74	kg/s

Tabelle 32: gewählte Eingabeparameter für den Kompressor für die WP2

Parameter	Wert	Einheit
$m_{\text{Kompressor}}$	39.46	kg
$h_{\text{Kompressor}}$	0.437	m
$d_{\text{Kompressor}}$	0.1855	m
$V_{th}$	0.000098027	m <sup>3</sup>
$n_{\text{Kompressor}}$	48.33	s <sup>-1</sup>
$a_\lambda$	1.0665	-
$b_\lambda$	-0.0208	-
$a_{\eta is}$	0.0503	-
$b_{\eta is}$	-0.0409	-
$c_{\eta is}$	0.8068	-
$d_{\eta is}$	1.7377	-
$P_{el,reib}$	0.25	kW
$\eta_{\text{Motor}}$	0.82	-
$\eta_{\text{Verdichter}}$	0.6	-
$UA_{BC}$	0.02	kW/°C
$UA_{DB}$	0.05	kW/°C
$UA_{ED}$	0.02	kW/°C
$h_{\text{Kompressor,o}}$	$0.3 \cdot h_{\text{Kompressor}}$	m
$m_D$	$0.3 \cdot m_{\text{Kompressor}}$	kg
$V_C$	$0.1 \cdot V_{\text{Kompressor,u}}$	m <sup>3</sup>

Tabelle 33: gewählte Eingabeparameter für den Kondensator für die WP2

Parameter	Wert	Einheit
$Anz_{Pl}$	44	-
$b_R$	0.0016	m
$b_W$	0.0016	m
$h_{PL}$	0.12	m
$l_{PL}$	0.52	m
$m_M$	12.56	kg
$UA_{MM}$	0.0003	kW/°C

Tabelle 34: gewählte Eingabeparameter für das Expansionsventil für die WP2

Parameter	Wert	Einheit
$a_x$	3.3	°C
$b_x$	7.2	°C
$c_{p\text{Fühler}}$	1	kJ/(kg·K)
$C_{val}$	$2.7 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup>
$m_{\text{Fühler}}$	0.1	kg
$UA_{\text{Fühler}}$	0.4	kW/°C

*Tabelle 35: Verdampferkennwerte und gewählte Eingabeparameter für den Verdampfer für die WP2*

Parameter	Wert	Einheit
Anz <sub>Lamellen</sub>	255	-
Anz <sub>Pässe</sub>	12	-
Anz <sub>Stränge</sub>	8	-
b <sub>Lamelle</sub>	0.0005	m
b <sub>Verdampfer</sub>	1.28	m
d <sub>a,Rohr</sub>	0.012	m
d <sub>i,Rohr</sub>	0.0095	m
h <sub>Lamelle</sub>	0.8	m
t <sub>Lamelle</sub>	0.15	m
A <sub>Lamellen</sub>	27.8	m <sup>2</sup>
l <sub>Strang</sub>	15.4	m
l <sub>Lamelle</sub>	0.005	m
A <sub>F,Rippen</sub>	27.8	m <sup>2</sup>
b <sub>Rippe</sub>	0.0005	m
d <sub>a,L,F</sub>	0.012	m
d <sub>i,R,F</sub>	0.0095	m
l <sub>F,Rohr</sub>	15.4	m
l <sub>F,Rippe</sub>	0.005	m
m <sub>·L,F</sub>	1	kg/s
UA <sub>mm</sub>	0.003	kW/°C