

Simone HOFER, B.Sc.

**Messtechnische
Analyse einer trans-kritischen
R600-Hochtemperaturwärmepumpe**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Manuel Verdnik, B.Sc.
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Februar 2021

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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

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

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Messtechnische Analyse einer trans-kritischen R600-Hochtemperaturwärmepumpe

Autor: Simone Hofer

1. Stichwort: Experimentelle Untersuchungen
2. Stichwort: Expansionsventil
3. Stichwort: Industrieanwendungen

Die betrachtete Hochtemperaturwärmepumpe ist eine einstufige Kompressionswärmepumpe mit Niederdrucksammler und internem Wärmetauscher zur Sauggasüberhitzung. Die Hochdruckregelung erfolgt mittels des elektrischen Expansionsventils. Es ist sowohl eine sub-kritische als auch eine trans-kritische Prozessführung möglich. Bei Wärmequelleneintrittstemperaturen von 40 °C bis 60 °C ist es möglich, Nutztemperaturen von bis zu 160 °C zu erreichen.

Bei der Vermessung verschiedener Betriebspunkte wurde die Temperaturdifferenz zwischen flüssigem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt am Kondensator als Regelgröße verwendet. Dabei konnten je nach Betriebspunkt Leistungszahlen von bis zu 4,5 erreicht werden.

Zur Modellierung des Expansionsmodells wurden drei unterschiedliche Ansätze gewählt. Dabei hat sich gezeigt, dass bei Nichtberücksichtigung der Durchflussbegrenzung das Expansionsventilverhalten nicht richtig wiedergegeben wird. Um das Expansionsventil auch bei kleinen Ventilhuben besser modellieren zu können, wurde schlussendlich ein Modell auf Basis des Buckingham- π -Theorems erstellt. Damit wurde das Verhalten ausreichend gut beschrieben.

Zwei mögliche industrielle Anwendungsbereiche (Sterilisation von Milch, Extrusion Cooking von Knäckebrot) wurden näher beschrieben. Die Vorteile einer Integration einer Wärmepumpe in den Prozess hinsichtlich möglicher Energieeinsparung sowie Reduktion von CO₂-Emissionen wurden basierend auf den Labormessungen mit dem Wärmepumpen-Prototyp abgeschätzt. Das CO₂-Reduktionspotenzial lag für beide Anwendungen bei circa 70 %.

ABSTRACT

Title: Experimental analysis of a trans-critical R600 high temperature heat pump

Author: Simone Hofer

1st keyword: experimental investigation

2nd keyword: simulation of an expansion valve

3rd keyword: industrial application

The considered high temperature heat pump is an one-stage compression heat pump using a low-pressure accumulator and an internal heat exchanger for suction gas superheating. An electric expansion valve controls the high-side pressure. Sub-critical and trans-critical operation is possible. At heat source inlet temperatures between 40 °C to 60 °C it is possible to reach supply temperatures up to 160 °C.

The temperature difference between the liquid refrigerant and the heat sink inlet at the condenser was used as control variable for the control of the high-side pressure. Different operation points were measured. Depending on the operation point a coefficient of performance of up to 4.5 was reached.

For the simulation of the expansion valve three different approaches were selected. It was shown that approaches without considering choked flow can not describe the behavior of the expansion valve correctly. For better description of the behavior of the expansion valve for small openings the simulation was finally based on the Buckingham π -Theorem. With this approach the behavior was described satisfyingly.

Two possible areas of application in the industry were described in detail. The advantages of the integration of a heat pump like saving energy and the reduction of CO₂ emissions were calculated based on measured data with the prototype. The reduction of CO₂ emissions for both applications was around 70 %.

VORWORT

Diese Arbeit entstand von August 2020 bis Februar 2021 im Rahmen des FFG-Projektes „TransCrit“ am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz.

Als Erstes möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während dieser Arbeit unterstützt und diese Arbeit möglich gemacht haben. Speziell gilt mein Dank meinem Betreuer Dipl.-Ing. Manuel Verdnik und Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer für die sehr gute Unterstützung und umfassende Betreuung.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die mich immer unterstützt und mir Rückhalt gegeben hat. Weiters möchte ich mich auch bei all meinen Freunden für die lustigen Momente während meiner Studienzeit bedanken.

Graz, 03.02.2021

Simone Hofer

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
1.1	Motivation für die Arbeit	1
1.2	Aufgabenstellung	1
1.3	Aufbau der Arbeit	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Thermodynamische Grundlagen des Wärmepumpenkreislaufs	3
2.2	Expansionsventil	5
2.2.1	Durchflussbegrenzte Strömung	5
2.2.2	Hochdruckregelung mit Expansionsventil	8
2.2.3	Elektrisches Expansionsventil (EXV)	9
2.3	PID-Regler	10
2.4	Kältemittel n-Butan	13
2.5	Potential HTWP	14
3	<u>HTWP-PROTOTYP AM IWT</u>	17
3.1	Aufbau der Anlage	17
3.1.1	Kurzbeschreibung	17
3.1.2	Verbaute Komponenten	19
3.2	Regelung des Hochdruckniveaus	21
3.3	Anlagenmessungen	23
3.3.1	Versuchsdurchführung	23
3.3.2	Ermittlung der Kenngrößen	31
3.3.3	Messergebnisse	32
4	<u>BETRACHTUNG DES EXPANSIONSVENTILS</u>	37
4.1	Herstellerdaten	37
4.2	Messungen Expansionsventil	38
4.3	Simulationsmodelle	40
4.3.1	Simulationsmodell nach Bernoulli Ansatz	41
4.3.2	Simulationsmodell nach ÖNORM EN 60534 (2012)	44
4.3.3	Simulationsmodell nach Buckingham- π -Theorem	50
4.4	Vergleich mit Hersteller-Auslegetool	54
4.4.1	Beschreibung Auslegetool Hersteller	54
4.4.2	Vergleich mit Simulationsmodell	56
5	<u>ANWENDUNGSBEISPIELE</u>	58
5.1	Sterilisation	59
5.2	Extrusion Cooking	62

5.3 Energiebilanz und ökologische Bewertung der Beispielprozesse	66
6 SCHLUSSFOLGERUNG	70
LITERATURVERZEICHNIS	73
ABKÜRZUNGS- UND FORMELVERZEICHNIS	77
ANHANG	81

1 EINLEITUNG

Die Jahre seit 2014 waren die wärmsten seit Beginn der Messaufzeichnungen. Die Folgen des Klimawandels mit zunehmenden Hitzeperioden, Erhöhung des Meeresspiegels und extremen Wetterereignissen sind bereits absehbar. Schuld daran ist der durch die Menschen erzeugte Treibhausgasanstieg in der Atmosphäre. (Umweltbundesamt, 2020)

1.1 Motivation für die Arbeit

Eine Möglichkeit die CO₂-Emissionen drastisch zu verringern ist, Wärmepumpen anstelle von fossilen Brennstoffen zu verwenden. Besonders durch den Einsatz in der Industrie kann der Schadstoff- und CO₂-Ausstoß deutlich gesenkt und Ressourcen geschont werden. Um die in Industrieprozessen benötigten hohen Temperaturen zu erreichen, werden Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP) eingesetzt. Da Kältemittel mit hohem Global Warming Potential (GWP) aber bei Leckage selbst große Treibhausgasemissionen freisetzen, sind natürliche Kältemittel auf Grund ihrer niedrigen GWP-Werte die bessere Option. Um höhere Wärmesenktemperaturen zu erreichen, sind trans-kritische Wärmepumpenprozesse eine Möglichkeit. Bei trans-kritischer Prozessführung ist bisher vor allem R744 (CO₂) als Kältemittel nach Lorentzen (1990) eine bewährte Technologie. Dieses Kältemittel ist aber für HTWP nicht einsetzbar.

Am Institut für Wärmetechnik wurde im Zuge des Projektes „TransCrit“ eine HTWP mit dem natürlichen Kältemittel R600 (n-Butan), welches weder giftig noch umweltgefährdend ist, entwickelt. Diese ermöglicht sowohl eine sub-kritische als auch eine trans-kritische Prozessführung und liefert somit ausreichend hohe Temperaturen für Industrieprozesse.

1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit gliederte sich in drei Punkte. Erstens sollte die im Projekt „TransCrit“ entwickelte HTWP in verschiedenen Betriebspunkten vermessen werden. Dazu wurde eine neue Hochdruckregelung umgesetzt, welche eine Optimierung der Leistungszahl zum Ziel hatte. Zweite Aufgabenstellung war es, ein Simulationsmodell des Expansionsventils zu erstellen. Dies geschah auf Basis von zahlreichen Messdaten. Als letzter Punkt sollten Anwendungsbereiche aufgezeigt und die Integration in mögliche Industrieprozesse dargestellt werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Grundlagen von Wärmepumpen sowie im Besonderen die des Expansionsventils einer Wärmepumpe beschrieben. Zusätzlich wird die Hochdruckregelung mittels Expansionsventil und ein Verfahren zur Einstellung des zum Expansionsventil gehörenden Reglers beschrieben. Abschließend wird das Potential von HTWP in der Industrie erläutert. Die Gesamtbetrachtung der Anlage erfolgt in Kapitel 3. Dazu zählen eine genauere Beschreibung

des Anlagenschemas und der wichtigsten verbauten Komponenten, die Umsetzung und Vermessung mittels der verwendeten Hochdruckregelung sowie die Auswertung der gewonnenen Daten. Kapitel 4 widmet sich der Betrachtung des Expansionsventils. Dazu wurden speziell auf die Durchflussbegrenzung des Expansionsventils bezogene Messungen durchgeführt. Außerdem werden die erstellten Simulationsmodelle genau beschrieben. In Kapitel 5 werden abschließend mögliche Anwendungsgebiete in Industrieprozessen sowie die dadurch erreichte Energieeinsparung und Reduktion der CO₂-Emissionen behandelt.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel wird zuerst auf die Grundlagen einer Wärmepumpe eingegangen. Dabei wird die Kompressionswärmepumpe näher erklärt und der Unterschied zwischen sub-kritischer und trans-kritischer Prozessführung erläutert. Danach folgt die Beschreibung des Expansionsventils einer Wärmepumpe, wobei besonders auf die Durchflussbegrenzung und auf die Hochdruckregelung mittels Expansionsventil eingegangen wird. Außerdem wird noch der dazu nötige Regler sowie ein mögliches Regelparametereinstellungsverfahren beschrieben. Zum Abschluss wird noch kurz auf das Kältemittel R600 eingegangen und das Potential von HTWP in der Industrie aufgezeigt.

2.1 Thermodynamische Grundlagen des Wärmepumpenkreislaufs

Nach Rieberer (2018b) wird bei Wärmepumpenanlagen durch Zuführung von Arbeit Wärme von niedrigem auf hohes Temperaturniveau angehoben. Die bei hohen Temperaturen abgegebene Wärme wird für die Erwärmung der Wärmesenke verwendet, während die bei niedrigen Temperaturen aufgenommene Wärme für die Kühlung (Wärmeentzug) der Wärmequelle eingesetzt werden kann. Dieser Vorgang ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt.

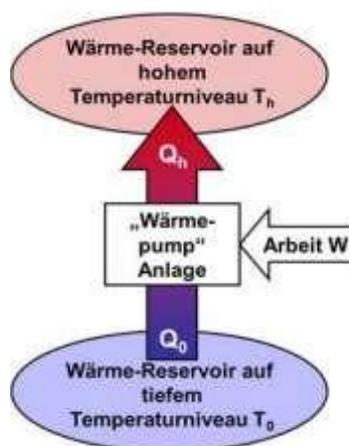


Abbildung 2.1 Funktionsprinzip einer Wärmepumpe (Rieberer, 2018b)

Laut Rieberer (2018b) ist – unter Vernachlässigung von Verlusten – die abgegebene Heizleistung \dot{Q}_h gemäß Gl. 2-1 die Summe der zugeführten Wärmeleistung \dot{Q}_0 sowie der zugeführten Antriebsleistung P . Bei Kompressionswärmepumpen entspricht diese der Antriebsleistung des Kompressors.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_0 + P$$

Gl. 2-1

Die Leistungszahl (COP) beschreibt gemäß Rieberer (2018b) die Effizienz einer Wärmepumpe mithilfe der nutzbaren Wärmeleistung \dot{Q}_h und der aufgebrauchten Leistung P . Für Heizbetrieb ergibt sich daraus der COP_h nach Gl. 2-2.

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_h}{P} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Abbildung 2.2 zeigt links den Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe, bestehend aus einem Kompressor, einem Expansionsventil und zwei Wärmetauschern, welche als Kondensator (Wärmesenke) und Verdampfer (Wärmequelle) des Kältemittels dienen. Rechts ist der schematische Verlauf des Kältemittels einer Wärmepumpe bei sub-kritischer Prozessführung im $\log(p)/h$ -Diagramm dargestellt. Die Grenzkurve stellt die Trennung zwischen flüssig und gasförmig dar. Dazwischen befindet sich das Nassdampfgebiet. Ebenfalls eingezeichnet ist der kritische Punkt. Der kritische Punkt ist eine Stoffeigenschaft und somit vom jeweiligen Kältemittel abhängig. Er befindet sich am obersten Punkt der Grenzkurve. Darüber ist eine Unterscheidung zwischen flüssigem und gasförmigem Aggregatzustand nicht mehr möglich. In diesem überkritischen Bereich sind Druck und Temperatur voneinander unabhängig. (Arpagaus, 2019)

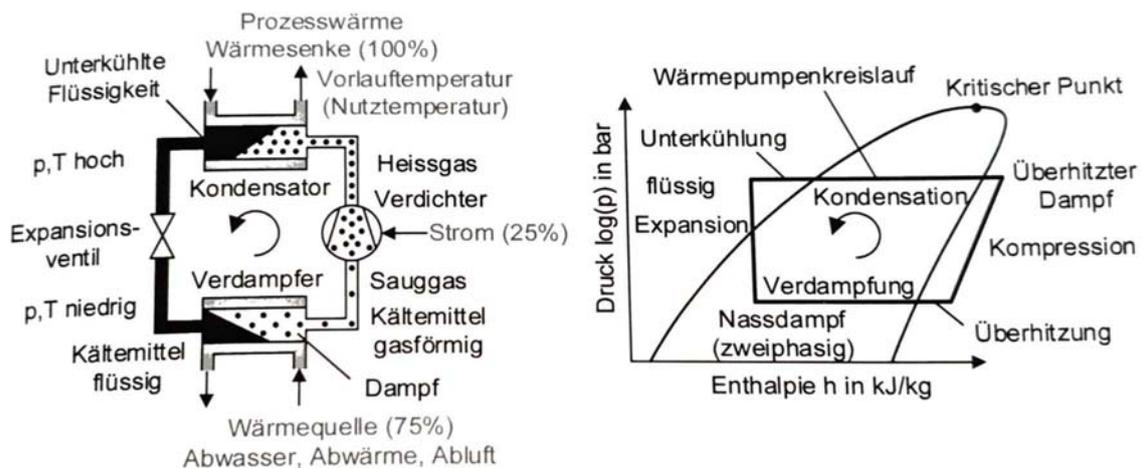


Abbildung 2.2 Schema und $\log(p)/h$ -Diagramm des Kältemittelkreislaufs einer Wärmepumpe (Arpagaus, 2019)

Bei trans-kritischer Prozessführung ist es möglich, Wärmesenkenaustrittstemperaturen über der kritischen Temperatur des jeweiligen Kältemittels zu erreichen und somit den Betriebsbereich zu erweitern. Bisher wird für trans-kritische Prozessführung hauptsächlich CO_2 als Kältemittel verwendet. (Verdnik et al., 2020)

In Abbildung 2.3 ist eine sub-kritische Prozessführung im Vergleich zu einer trans-kritischen Prozessführung im t/h -Diagramm für das Kältemittel R600 dargestellt. Hier ist deutlich der gleitende Temperaturverlauf des Kältemittels über dem Nassdampfgebiet bei trans-kritischer Prozessführung zu sehen. Ebenso sieht man die deutlich höhere Wärmesenkenaustrittstemperatur.

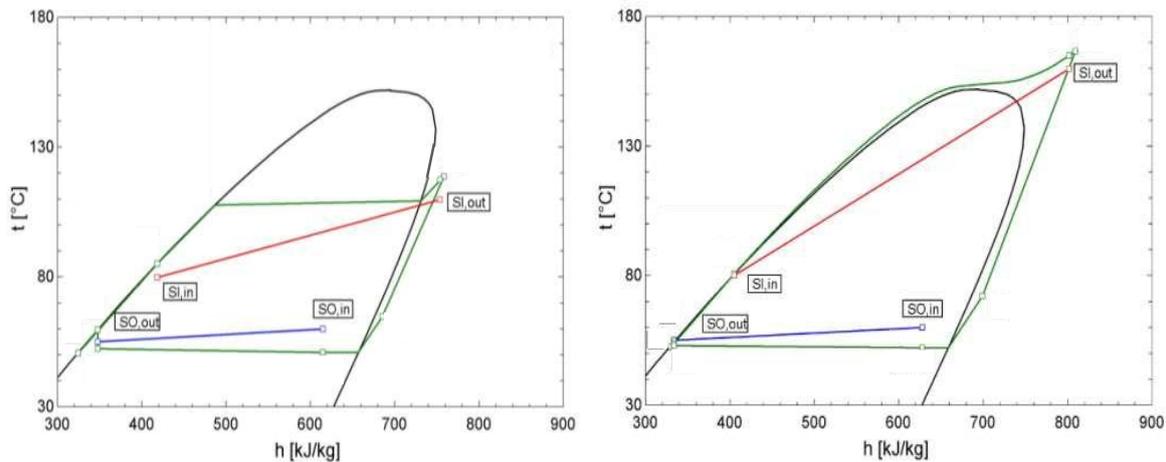


Abbildung 2.3 Gegenüberstellung von sub-kritischer (links) und trans-kritischer (rechts) Prozessführung im t/h-Diagramm für R600 (in Anlehnung an Verdnik et al., 2020)

Die theoretisch maximal erreichbare Effizienz einer Wärmepumpe wird laut Rieberer (2018b) mithilfe eines idealen Vergleichsprozesses angegeben. Als idealer Vergleichsprozess wird dabei der Carnot-Prozess bei sub-kritischer Prozessführung angenommen. Daraus ergibt sich die Carnot-Leistungszahl.

Nach Arpagaus (2019) wird bei nicht konstanter Wärmesenktemperatur wie im Falle von trans-kritischer Prozessführung die ideale Leistungszahl anstelle der Carnot-Leistungszahl mit der Lorenz-Leistungszahl beschrieben. Da sich diese COP auf den idealen Prozessverlauf beziehen, sind sie in der Realität nur schwer erreichbar. Der reale COP ergibt sich aus dem COP des Carnot- oder Lorenz-Prozess multipliziert mit dem Systemgütegrad ν nach Gl. 2-3.

$$COP_h = \nu \cdot COP_{ideal} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Nach Arpagaus (2019) liegt bei industriellen Hochtemperaturwärmepumpen der Systemgütegrad üblicherweise zwischen 40 % und 60%.

2.2 Expansionsventil

Das Expansionsventil senkt den Druck des Kältemittels von einem höheren auf ein niedrigeres Niveau. Der Expansionsvorgang verläuft isenthalp und es wird ein Teil des flüssigen Kältemittels verdampft, dies entzieht dem Kältemittel Wärme, wodurch die Kältemitteltemperatur sinkt. (Webasto, 2000)

2.2.1 Durchflussbegrenzte Strömung

Laut Eichseder und Sturm (2015) kann bei der Durchströmung einer einfachen Düse (also bei zunehmender Querschnittsverengung) ohne Erweiterung maximal nur die kritische Geschwindigkeit erreicht werden. Die kritische Geschwindigkeit entspricht der Schallgeschwindigkeit. Ob diese Geschwindigkeit erreicht wird, ist abhängig vom Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_0}$. Das Druckverhältnis ergibt sich aus dem Eintrittsdruck p_0 und dem Austrittsdruck p_a .

Bei unterkritischen Druckverhältnissen steigt die Strömungsgeschwindigkeit c mit zunehmender Verengung des Querschnittes an und der Druck in der Düse sinkt bis auf den Austrittsdruck p_a . Der Wert des Druckverhältnisses $\frac{p_a}{p_0}$ liegt zwischen dem kritischen Druckverhältnis $\frac{p_{kr}}{p_0}$ und 1 und befindet sich somit im unterkritischen Bereich. In Abbildung 2.4 ist dieses Verhalten rechts mithilfe der Durchflussfunktion ψ und der Geschwindigkeitsfunktion v dargestellt. Diese beiden Größen sind eine Funktion des Druckverhältnisses und des Isentropenexponenten, welcher eine Stoffeigenschaft des jeweiligen Gases ist. Der Massenstrom ist eine Funktion der Durchflussfunktion. Mit sinkendem Druckverhältnis nehmen sowohl Strömungsgeschwindigkeit als auch Durchflussmenge zu. Das linke Bild in Abbildung 2.4 zeigt die Form der durchströmten Düse und darunter den Geschwindigkeitsanstieg und die Druckabnahme bei Verengung.

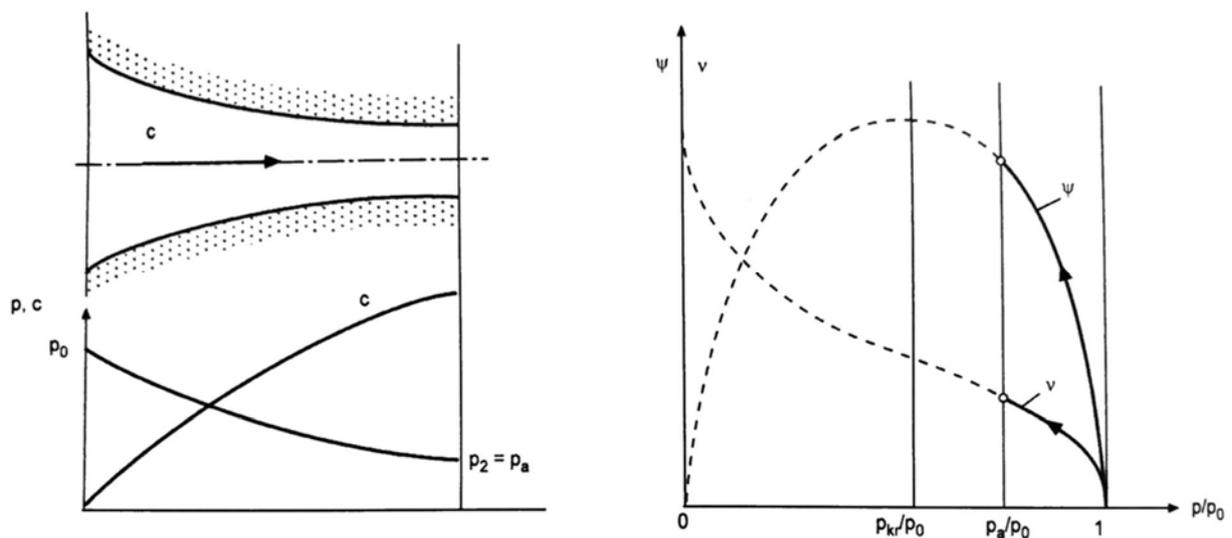


Abbildung 2.4 Geschwindigkeits- und Durchflussfunktion bei unterkritischem Druckverhältnis bei Gasströmung (Eichseder und Sturm, 2015)

Bei überkritischen Druckverhältnissen sinkt das Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_0}$ unter das kritische Druckverhältnis $\frac{p_{kr}}{p_0}$. Ab dem kritischen Druckverhältnis $\frac{p_{kr}}{p_0}$ wird Schallgeschwindigkeit erreicht. Überkritische Druckverhältnisse können mit einer einfachen Düse nicht erreicht werden. p_{kr} entspricht jenem Druck, der in der Düse bei Durchflussbegrenzung erreicht wird. (Anmerkung: Der Wert p_{kr} entspricht nicht dem kritischen Druck des Kältemittels p_c , welcher eine Stoffeigenschaft des Kältemittels ist.) Sinkt der Austrittsdruck auf den kritischen Druck p_{kr} , bleiben Strömungsgeschwindigkeit und Durchflussmenge bei weiterer Senkung des Austrittsdruckes konstant. Sie sind bei kritischem Druckverhältnis nicht vom Austrittsdruck abhängig. In Abbildung 2.5 ist dieses Verhalten mithilfe der Durchflussfunktion ψ und der Geschwindigkeitsfunktion v dargestellt. Das linke Bild zeigt die durchströmte Düse und darunter den Geschwindigkeitsanstieg und die Druckabnahme bei Verengung. An der Stelle zwei wird die kritische Geschwindigkeit c_k sowie nur der kritische Druck p_{kr} erreicht.

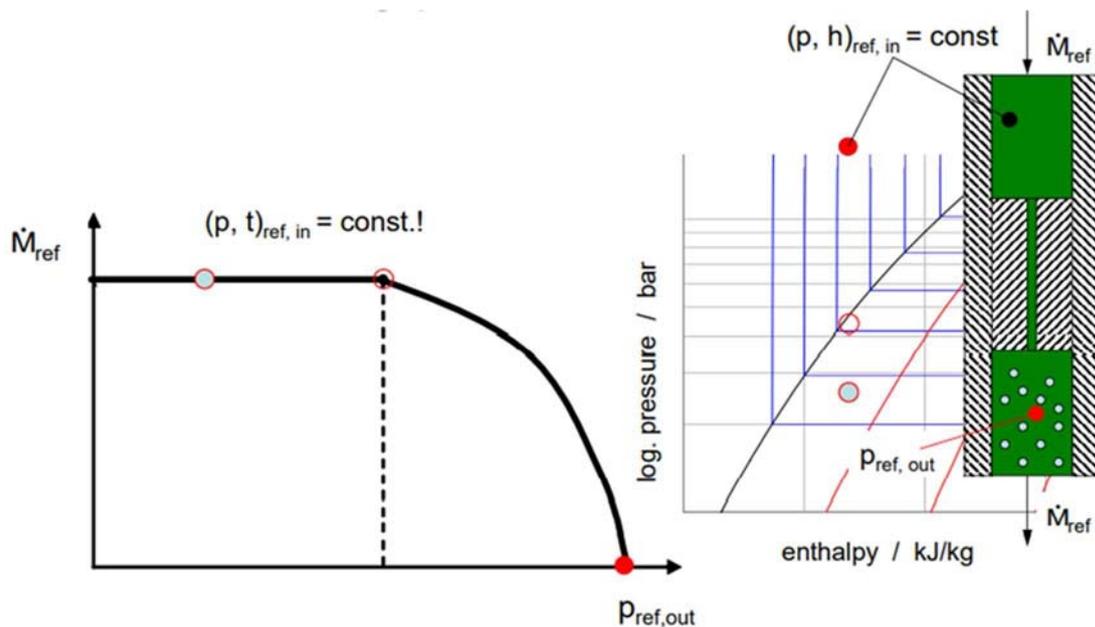


Abbildung 2.6 Einfluss des Austrittsdrucks auf den Massenstrom einer Drossel mit konstantem Strömungsquerschnitt (Rieberer, 2018b)

Im Bereich der begrenzten Strömung wird der durch das Drosselorgan fließende Massenstrom über die Größe des durchströmten Querschnittes geregelt. Das Expansionsorgan muss für jeden Betriebspunkt speziell ausgelegt sein. Um mehrere Betriebspunkte zu erreichen, ist anstelle einer Drossel mit konstantem Querschnitt ein regelndes Expansionsventil mit verstellbaren Querschnitten vorteilhaft. (Webasto, 2000)

2.2.2 Hochdruckregelung mit Expansionsventil

Bei Wärmepumpenanlagen mit Niederdrucksammler kann der Hochdruck mittels des Expansionsventiles geregelt werden ohne den Niederdruck zu beeinflussen. Durch Änderung der Ventilöffnung wird eine Verlagerung des Kältemittels verursacht. Bei instationärer Betrachtung erfolgt durch eine Vergrößerung der Expansionsventilöffnung eine temporäre Erhöhung des Massenstroms durch das Expansionsventil. Dadurch sinkt der Druck auf der Hochdruckseite der Anlage, bis der Massenstrom des Kompressors und der Expansionsventilmassenstrom erneut ein Gleichgewicht erreichen. Umgekehrt hat eine Verringerung der Expansionsventilöffnung eine Erhöhung der Kältemittelmenge auf der Hochdruckseite und dadurch eine Erhöhung des Hochdruckes zur Folge. Der Niederdrucksammler liefert dabei die geforderte Kältemittelmenge oder nimmt sie auf. (Martin, 2009)

In Abbildung 2.7 ist dieser Zusammenhang zwischen Hochdruck und Expansionsventilquerschnitt beispielhaft für unterschiedliche Betriebspunkte einer Wärmepumpe mit dem Kältemittel CO_2 (R744) dargestellt.

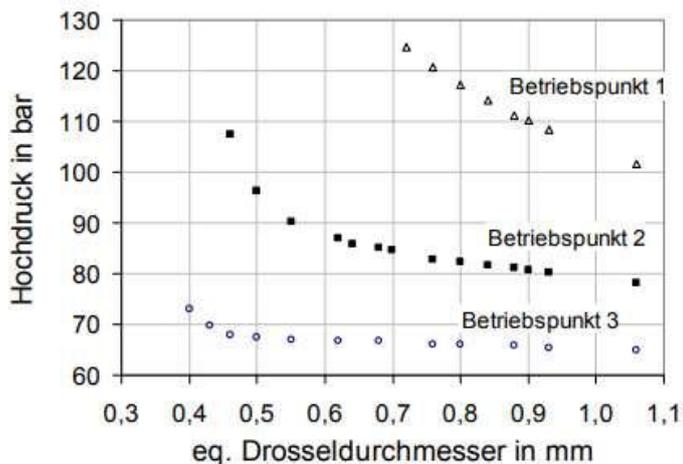


Abbildung 2.7 Hochdruck in Abhängigkeit des Expansionsventildurchmessers (Martin, 2009)

2.2.3 Elektrisches Expansionsventil (EXV)

EXV können von einem Schrittmotor angetrieben und mithilfe eines Pulssignalgenerators kontrolliert werden. Der Schrittmotor ermöglicht eine präzisere und schnellere Einstellung der Querschnittsöffnung als bei thermischen Expansionsventilen. (Liang et al., 2009)

Gemäß Liu et al. (2018) wird die Querschnittsöffnung mit einer eintauchenden Nadel geregelt. Abbildung 2.8 zeigt die schematische Darstellung eines elektrischen Expansionsventils. Das linke Bild zeigt einen Mittelschnitt durch ein EXV, das rechte Bild nur die Schnittdarstellung des Durchflussbereiches.

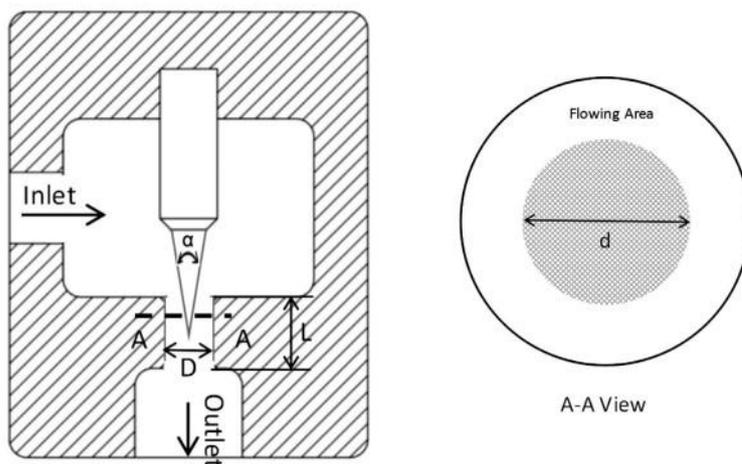


Abbildung 2.8 Schematische Darstellung des Durchflussbereiches eines elektrischen Expansionsventils (Liu et al., 2018)

Die folgenden Formeln wurden nach Liu et al. (2018) definiert. Der äquivalente Durchmesser D_e der Drosselstelle berechnet sich aus dem maximalen Querschnittsdurchmesser D und dem Nadeldurchmesser d nach Gl. 2-4.

$$D_e = \sqrt{D^2 - d^2} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Mit D_e lässt sich die tatsächlich durchflossene Querschnittsfläche A_{th} laut Gl. 2-5 ermitteln.

$$A_{th} = \pi \cdot \frac{D_e^2}{4} \quad \text{Gl. 2-5}$$

2.3 PID-Regler

Rieberer (2018a) beschreibt als Aufgabe der Regelung das Bringen und Halten einer physikalischen Größe auf einen gewünschten Wert. Dieser Wert soll trotz auftretenden Störungen gehalten werden. Die zu regelnde physikalische Größe wird dabei als Regelgröße bezeichnet. In Abbildung 2.9 ist schematisch das Schema einer Regelstrecke mit Stellglied, Regelgröße und Stellgröße dargestellt.

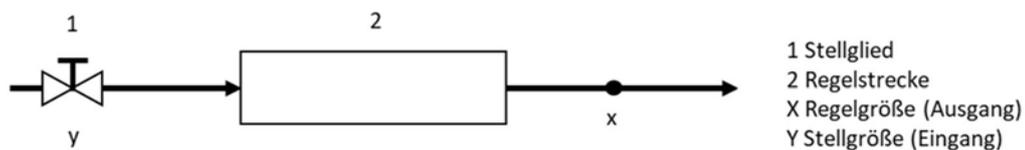


Abbildung 2.9 Schema einer Regelstrecke (in Anlehnung an Rieberer, 2018a)

Regler können hinsichtlich ihres Übertragungsverhaltens eingeteilt werden. Es gibt beispielsweise:

- Proportional-Regler (P-Regler)
- Integral-Regler (I-Regler)
- Differential-Regler (D-Regler)

Diese Grundtypen besitzen spezifische Eigenschaften und können mittels Parallelschaltung kombiniert werden. Daraus ergibt sich unter anderem der Proportional-Integral-Differential-Regler (PID-Regler). (Rieberer, 2018a)

Die Reglergleichung eines PID-Reglers ergibt sich gemäß Rieberer (2018a) nach Gl. 2-6. Dabei ist Δy_{PID} die Stellgröße und e die Abweichung. Die Regelparameter sind die Regelverstärkung k_R , die Nachstellzeit T_N sowie die Vorhaltezeit T_V . Diese sind für den jeweiligen Regler einstellbar.

$$\Delta y_{PID} = k_R \cdot \left(e + \frac{1}{T_N} \int e \, dt + T_V \cdot \frac{de}{dt} \right) \quad \text{Gl. 2-6}$$

Um diese Regelparameter zu ermitteln gibt es mehrere Möglichkeiten. Eine davon ist die Reglereinstellung nach Ziegler-Nichols. Haager (1997) beschreibt diese als experimentelles Reglereinstellverfahren basierend auf Erfahrungswerten. Kenntnisse über das exakte Modell der jeweiligen Regelstrecke sind dabei nicht nötig.

Laut Haager (1997) muss der Regler zuerst nur als P-Regler betrieben werden. Der Integrationsanteil (I) wird dabei mittels T_N möglichst groß gestellt und der Dämpfungsanteil (D) mittels T_V auf 0 gesetzt. Die Regelverstärkung k_R wird solange erhöht, bis es zu Dauerschwingungen kommt und die Stabilitätsgrenze erreicht wird. In Abbildung 2.10 sind beispielhaft die gleichförmigen Schwingungen der Dauerschwingung, welche sich bei kritischer Regelverstärkung k_{krit} einstellt, abgebildet. Ebenso ist die daraus abzulesende kritische Periodendauer T_{krit} dargestellt.

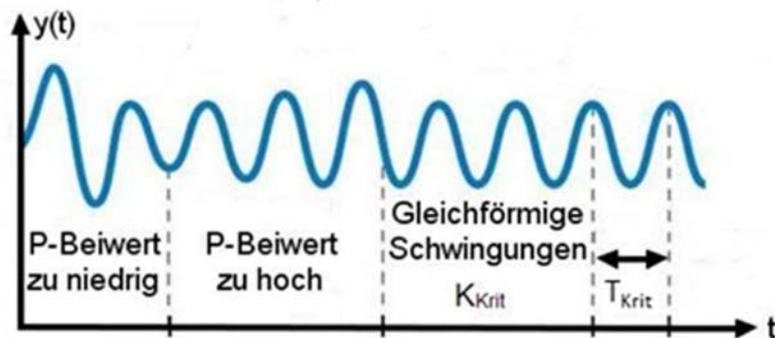


Abbildung 2.10 Graphische Darstellung der kritischen Verstärkung k_{krit} und der kritischen Periodendauer T_{krit} (in Anlehnung an Postel, 2011)

Mithilfe dieses kritischen Wertes k_{krit} und der Periodendauer T_{krit} werden nach Tabelle 2.1 die entsprechenden Regelparameter k_R , T_N und T_V ermittelt.

Tabelle 2.1 Regelparameter nach Ziegler-Nichols (Haager, 1997)

Reglertyp	Regelparameter		
	k_R	T_N	T_V
P	$0,5 k_{krit}$		
PI	$0,45 k_{krit}$	$0,85 T_{krit}$	
PID	$0,6 k_{krit}$	$0,5 T_{krit}$	$0,12 T_{krit}$

Gemäß Salem und Rashed (2013) ergeben sich je nach zulässiger Stärke der Überschwingung (overshoot) andere Parameter für den PID-Regler. Die Regelparameter nach dem modifizierten Ziegler-Nichols Modell sind in Tabelle 2.2 dargestellt.

Tabelle 2.2 Regelparameter modifiziertes Ziegler-Nichols Modell (Salem und Rashed, 2013)

Reglertyp	Regelparameter		
	k_R	T_N	T_V
PID kleine Überschwingung	$0,33 k_{krit}$	$2 k_R / T_{krit}$	$T_{krit} k_R / 3$
PID keine Überschwingung	$0,2 k_{krit}$	$2 k_R / T_{krit}$	$T_{krit} k_R / 3$

Der Schwingversuch wird, während die Regelung im Betrieb ist, durchgeführt. Er ist allerdings nur für Regelstrecken anwendbar, die zum Schwingen gebracht werden können beziehungsweise bei denen die Stabilitätsgrenze ohne Gefahr von Schäden erreicht werden kann. Alternativ können die Regelparameter auch mithilfe einer Sprungantwort bestimmt werden. Dies ist auch für Strecken möglich, die nicht zum Schwingen gebracht werden können. Im Unterschied zum Schwingversuch ist die Regelung dabei nicht im Betrieb, sondern es wird ein mittels der Stellgröße vorgegebener Sprung aufgezeichnet. Aufgezeichnet wird dabei die zeitliche Änderung der Regelgröße. Abbildung 2.11 zeigt beispielhaft eine Sprungantwort und die daraus abgeleiteten Größen. In weiterer Folge werden aus diesen Größen die Regelparameter ermittelt. (Haager, 1997)

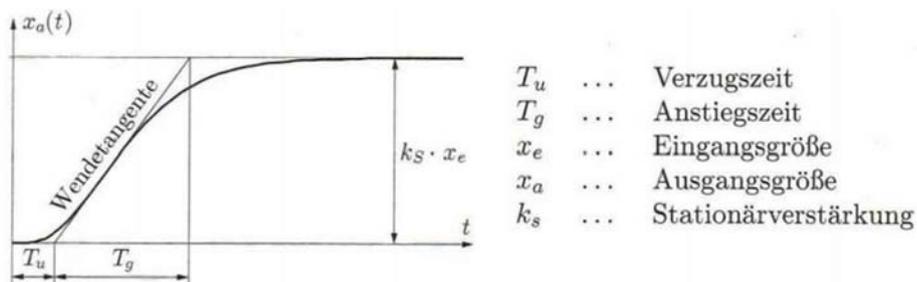


Abbildung 2.11 Sprungantwort mit ermittelten Größen (Haager, 1997)

2.4 Kältemittel n-Butan

Bei dem Kältemittel n-Butan (R600) handelt es sich um ein natürliches Kältemittel, dass nicht giftig, weder gesundheitsschädigend noch umweltgefährdend, aber leicht brennbar ist. Weitere Eigenschaften des Kältemittels sind in Tabelle 2.3 aufgelistet.

Tabelle 2.3 Eigenschaften von n-Butan (R600) (Arpagaus et al., 2018)

Kritischer Druck	37,96 bar
Kritische Temperatur	152 °C
Verdampfungsdruck bei 20 °C	2,08 bar
Ozonabbaupotential (ODP)	0
GWP	4
Sicherheitsgruppe	A3
Verdampfungstemperatur bei 1 bar	-0,5 °C

Eine spezielle Eigenschaft dieses Kältemittels ist das „überhängende Nassdampfgebiet“. In Abbildung 2.12 ist die Form des Nassdampfgebietes von n-Butan (R600) im Vergleich zu Wasser (R718) in t/s-Diagrammen abgebildet. Das Überhängen ist dabei klar ersichtlich.

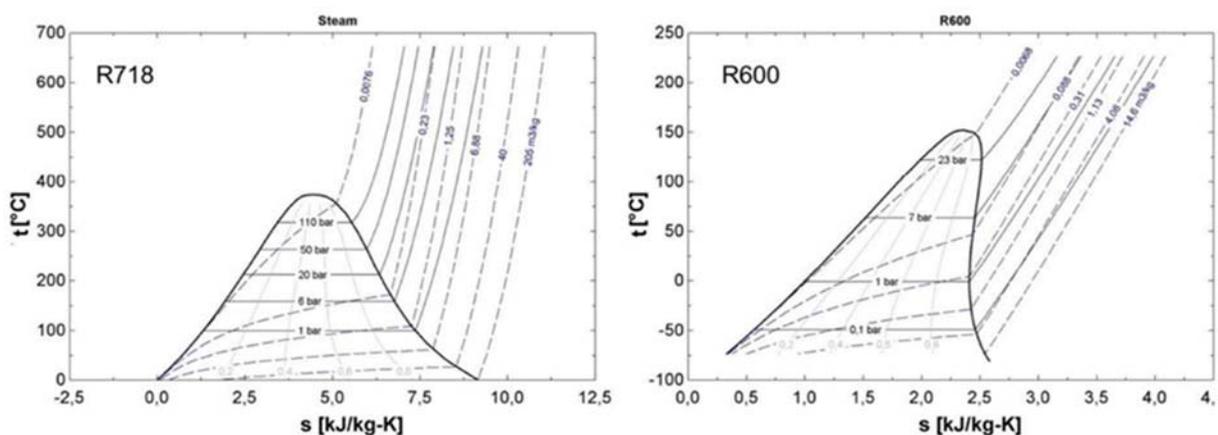


Abbildung 2.12 t/s-Diagramm von R718 (links) und R600 (rechts) (Moisi und Rieberer, 2017)

Nach Moisi und Rieberer (2017) ist auf Grund des überhängenden Nassdampfgebietes eine Mindestüberhitzung des Sauggases erforderlich, damit keine Verdichtung in das Zweiphasengebiet erfolgt. Dies kann zu Schäden am Kompressor führen. Diese Mindestüberhitzung hängt stark von der Kondensations- und Verdampfungstemperatur als auch vom Kältemittel selbst ab. In Abbildung 2.13 ist rechts die Mindestüberhitzung für unterschiedliche Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von 110 °C in Abhängigkeit der

Verdampfungstemperatur dargestellt. Links ist die Mindestüberhitzung ($\Delta T_{min,req,sup}$) für R600 im t/s-Diagramm bei isentroper Verdichtung dargestellt. Demnach ist für R600 bei einer Kondensationstemperatur $t_{cond} = 110\text{ °C}$ und einer Verdampfungstemperatur $t_{evap} = 20\text{ °C}$ eine Mindestüberhitzung $\Delta T_{min,req,sup}$ von 16 K notwendig.

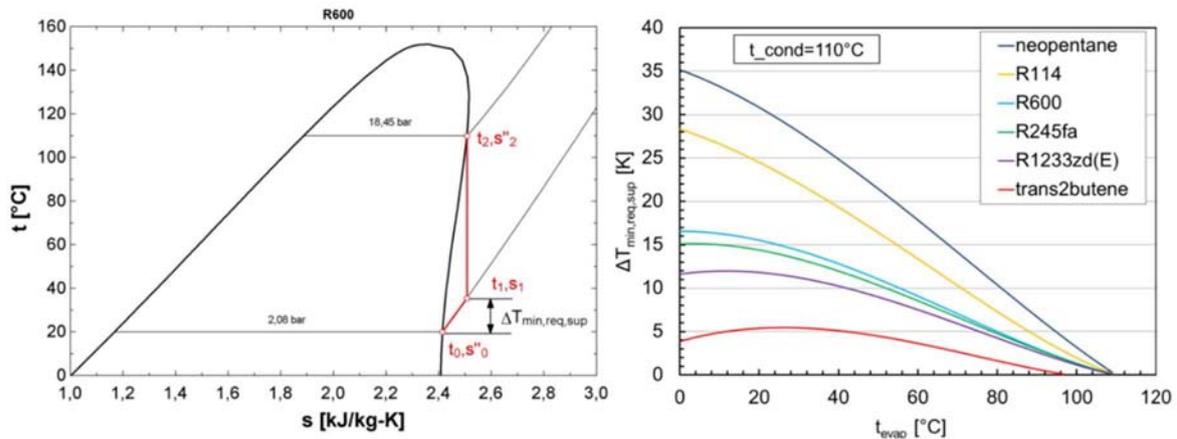


Abbildung 2.13 Mindestüberhitzung im t/s-Diagramm (links) und als Funktion der Verdampfungstemperatur (Moisi und Rieberer, 2017)

2.5 Potential HTWP

Arpagaus et al. (2018) beschreiben als Grenze für HTWP Wärmepumpen mit einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 100 °C und darüber. Aus exergetischer Sicht bietet vor allem die Nutzung von Industrieabwärme mit Temperaturen von 30 °C bis 70 °C auf Grund der hohen Temperaturen großes Potential für Wärmepumpen. Industrielle Abwärme ergibt sich beispielsweise in Form von warmen Kühlwasser oder Luft. Darüber hinaus besteht ein großer Bedarf an Prozesswärme in der Industrie. Abbildung 2.14 zeigt die Carnot-Leistungszahl als Funktion der Wärmequellen- und der Wärmesenkentemperatur. Bei einer konstanten Wärmesenkentemperatur wird bei steigender Wärmequellentemperatur eine höhere Carnot-Leistungszahl erreicht. Bei konstanter Temperaturerhöhung hat die Wärmesenkentemperatur nur einen minimalen Einfluss auf die Carnot-Leistungszahl.

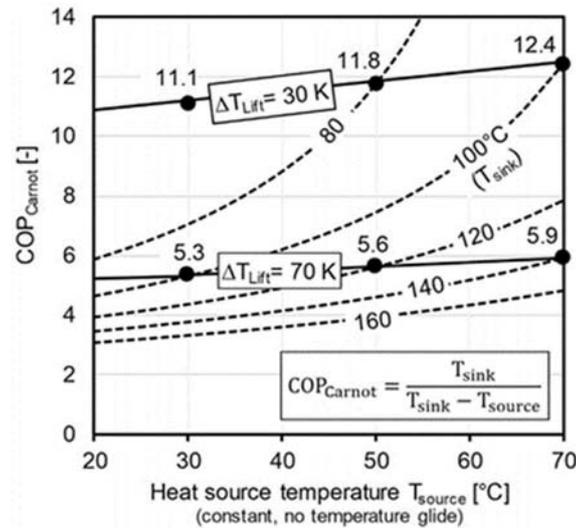


Abbildung 2.14 Carnot-Leistungszahl als Funktion der Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur (Arpagaus et al., 2018)

In Abbildung 2.15 ist der Bedarf von HTWP für unterschiedliche Industrieprozesse innerhalb der Europäischen Union gemäß Kosmadakis (2019) dargestellt. Der Wärmeverbrauch in TWh pro Jahr für verschiedene Industriebereiche ist, auf die dazu benötigten Temperaturbereiche aufgeteilt, dargestellt. Im Bereich, der mit Temperaturen von 100 °C bis 150 °C beheizt werden kann, bietet der Lebensmittelbereich mit annähernd 70 TWh pro Jahr deutlich das größte Potential. Der Wärmeverbrauch bei höheren Temperaturen von 150 °C bis 200 °C ist durchwegs geringer. Ausgenommen davon ist die Papierindustrie, welche einen Wärmeverbrauch von fast 40 TWh pro Jahr aufweist.

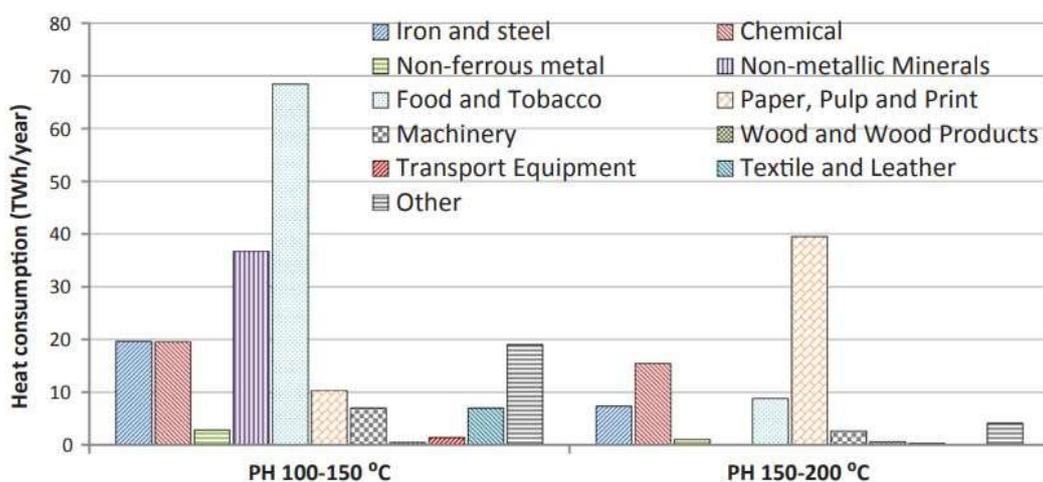


Abbildung 2.15 Wärmebedarf verschiedener Industrien in zwei unterschiedlichen Temperaturbändern in der EU (Kosmadakis, 2019)

Laut der Potentialstudie von Kosmadakis (2019) können 28,37 TWh pro Jahr als Prozesswärme mittels Industrierärmepumpen zur Verfügung gestellt werden. Dies ist in Abbildung 2.16 dargestellt. Damit würden 15 % des Wärmebedarfs innerhalb dieses Temperaturbereiches sowie 1,5 % vom Industriegesamtwärmebedarf der Europäischen Union gedeckt werden. Industrierärmepumpen sind für Industrieprozesse eingesetzte Wärmepumpe, welche zurzeit Wärme bei Temperaturen von ungefähr 150 °C liefern können. Dieser Temperaturbereich soll aber zukünftig angehoben werden, um das Einsatzgebiet in der Industrie zu erweitern.

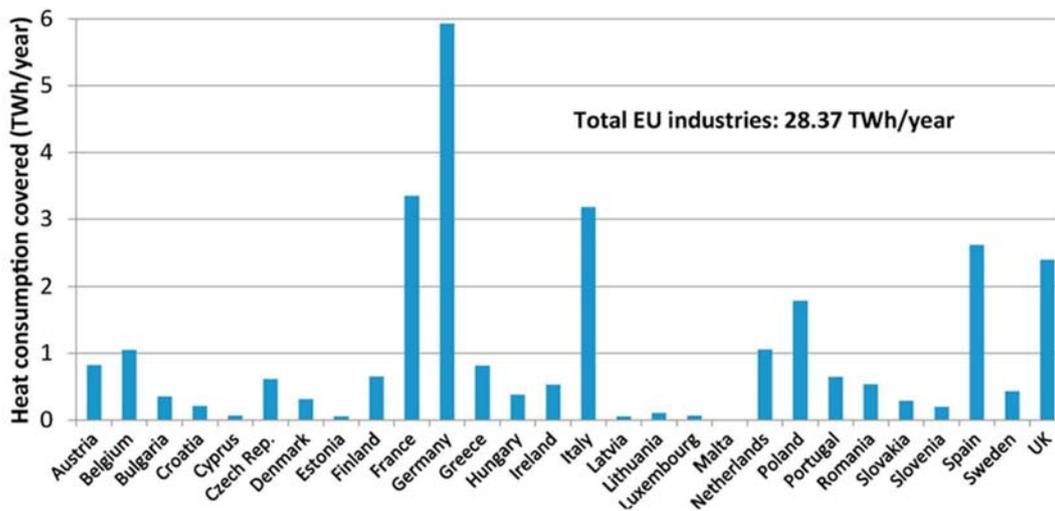


Abbildung 2.16 Potential von Industrierärmepumpen zur Deckung des Wärmeverbrauchs verschiedener EU-Länder (Kosmadakis, 2019)

3 HTWP-PROTOTYP AM IWT

Zu Beginn dieses Kapitels wird die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte HTWP genauer beschrieben. Dabei wird auf die wichtigsten Komponenten näher eingegangen. Dies soll helfen, die Versuche, welche sowohl hinsichtlich der Gesamtanlage als auch speziell für das Expansionsventil in Kapitel 4 durchgeführt wurden, besser nachvollziehen zu können. Danach wird ein Ansatz für die Hochdruckregelung beschrieben, bei der die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenkeneintritt und unterkühltem Kältemittel am Kondensatoraustritt als Regelgröße verwendet wird. Die Beschreibung der Versuchsdurchführung mit dieser Regelung sowie die durchgeführte Vermessung der HTWP mit der dazugehörigen Auswertung erfolgt am Ende des Kapitels.

3.1 Aufbau der Anlage

Bei der betrachteten HTWP-Anlage handelt es sich um eine einstufige Anlage mit Hubkolbenkompressor, Niederdrucksammler und internem Wärmetauscher zur Sauggasüberhitzung. Durch die Möglichkeit der trans-kritischen Prozessführung können Nutzttemperaturen von bis zu 160 °C erreicht werden. Im Folgenden erfolgt eine Kurzbeschreibung des Kältemittelkreises sowie der hydraulischen Anbindung. Danach wird auf einzelne Komponenten näher eingegangen.

3.1.1 Kurzbeschreibung

Das verwendete natürliche Kältemittel ist R600. Ein Schema der Anlage ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

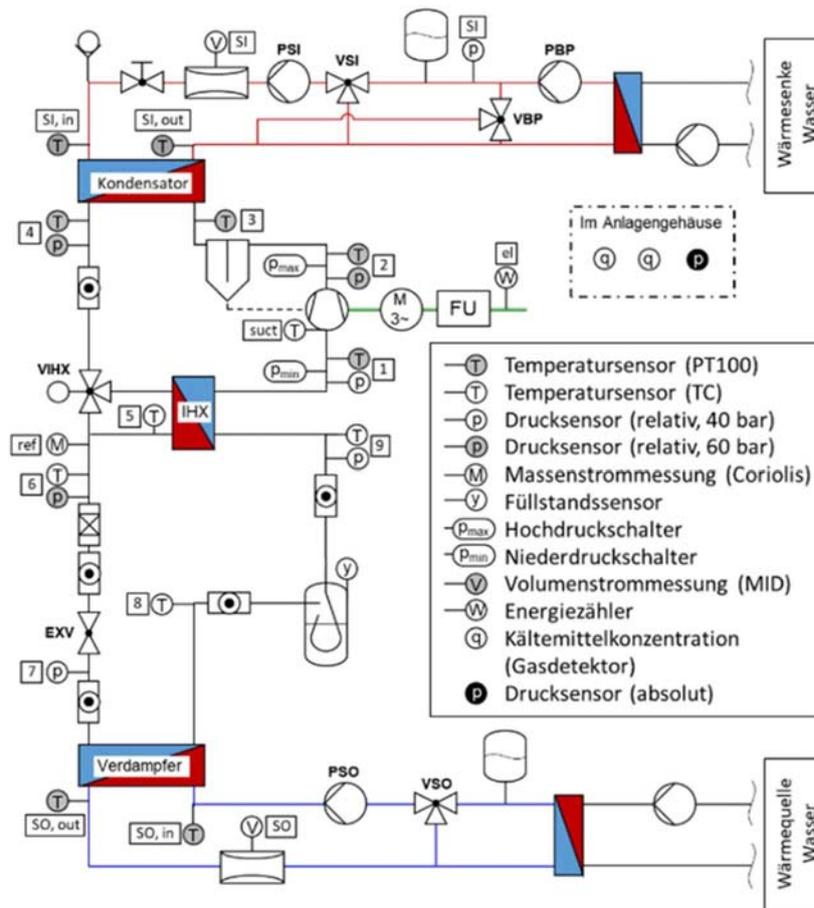


Abbildung 3.1 Schema der HTWP und zugehöriger Infrastruktur (Verdnik et al., 2020)

Der Kompressor kann mithilfe eines Frequenzumrichters (FU) mit variabler Drehzahl betrieben werden. Mittels Variation der Drehzahl kann der Sauggasvolumenstrom und dadurch die Leistung der Anlage variiert werden. Vor dem Kondensator befindet sich ein Ölabscheider. Kondensator, interner Wärmetauscher (IHX) und Verdampfer sind Plattenwärmetauscher. Obwohl bei trans-kritischer Prozessführung keine Kondensation im eigentlichen Sinne auftritt, wird in dieser Arbeit durchgehend die Bezeichnung Kondensator verwendet, um verschiedene Bezeichnungen zu vermeiden. Das Dreiwegeventil VIHX regelt den Durchfluss auf der Hochdruckseite des IHX. Durch Verstellen dieses Ventils kann die geforderte Sauggasüberhitzung eingestellt werden. Das EXV regelt den Hochdruck mit dem Hochdruck p_4 als Regelgröße. Auf die Verwendung der Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt als Regelgröße wird in Abschnitt 3.2 näher eingegangen. Nach dem Verdampfer befindet sich der Niederdrucksammler. Als Wärmesenke und Wärmequelle wird Wasser bei einem Druck von 10 bar verwendet und ist hydraulisch an die Infrastruktur des Instituts für Wärmetechnik (IWT) angebunden und liefert so die erforderlichen Temperaturen. Die erforderlichen Eintrittstemperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke lassen sich über Beimischschaltungen mithilfe von Dreiwegeventilen (VSI bzw. VSO) einstellen. Die geforderte Spreizung lässt sich die Volumenströme durch Variation der Pumpendrehzahlen (PSI bzw. PSO) erreichen. Falls erforderlich kann die Spreizung durch Verstellung der Strangregulierventile noch erhöht werden. Auf der Wärmesenkenseite kann ein zusätzlicher Bypass mittels eines Dreiwegeventils (VBP) geöffnet werden, um zu heiße Rücklauftemperaturen bei hohen

Wärmesenkenaustrittstemperaturen zu vermeiden. Dies ist insbesondere bei trans-kritischer Prozessführung von Bedeutung. Für die Funktion des Bypasses ist die Pumpe PBP vorgesehen. Durch Trennwärmetauscher ist diese Hilfshydraulik von der Infrastruktur des Instituts (Wärmesenke Wasser, Wärmequelle Wasser) getrennt. (Verdnik et al., 2020)

3.1.2 Verbaute Komponenten

Die Hersteller und Typen der wichtigsten verwendeten Komponenten sind in Tabelle 3.1 aufgelistet. Zusätzlich sind der Sauggasvolumenstrom (Kompressor), das Füllvolumen (Ölabscheider, Niederdrucksammler) sowie der k_{vs} -Wert (EXV, VIHX) angegeben. In Abbildung 3.2 ist ein Foto der HTWP abgebildet. Da das verwendete Kältemittel R600 zwar nicht giftig, aber brennbar (Sicherheitsklasse A3 gemäß DIN EN 378 (2020)) ist, umfasst das Sicherheitskonzept unter anderem eine Gehäuselüftung und Gasdetektoren. Für nähere Informationen dazu siehe Verdnik (2017).

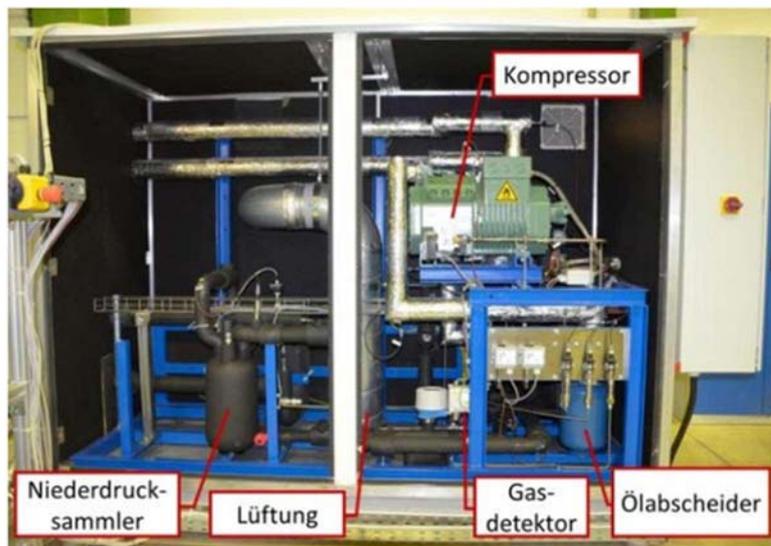


Abbildung 3.2 HTWP mit offenem Anlagengehäuse (Verdnik et al. 2020)

3 HTWP-Prototyp am IWT

Tabelle 3.1 Typen und Hersteller der verbauten Komponenten (ESK, 2019), (Carel Deutschland, 2020), (Siemens, 2018), (Frigomec, 2019)

Komponente	Hersteller	Type	Zusatzinfos
Kompressor	Bitzer	Prototyp	Sauggasvolumenstrom 34,7 m ³ /h bei 50 Hz
Ölabscheider	ESK Schultze	OS-22H-FL1-PS45	V=7,5 l
Expansionsventil EXV	Carel	E3V45BSR10	k _{vs} =0,539 m ³ /h
Ventil VIHX	Siemens	M3FB15LX/A	k _{vs} =1,5 m ³ /h
Niederdrucksammler	Frigomec	08/S ODS 28+SV	V=7,8 l
Kondensator	Alfa Laval	CBH65-50AH-F	
interner Wärmetauscher IHX	Alfa Laval	CBH60-40H-F	
Verdampfer	Alfa Laval	AC-70X-60M-F	
Niederdruckschalter	Johnson Control	P77AAA-9300	
Hochdruckschalter	Johnson Control	P77AAW-9355	

Nachfolgend wird auf einige Komponenten der HTWP näher eingegangen.

a) Ölkreislauf

Aufgrund des Ölwurfs des Kompressors gelangt auch ein Teil des Schmieröls in den Kältekreislauf. Dieses wird im Ölabscheider gesammelt und von dort über die Ölrückführung auf Grund des herrschenden Druckunterschiedes zwischen Hoch- und Niederdruckseite zurück zum Kompressor geführt. Der Ölabscheider benötigt eine Ölvorlage, damit der darin verbaute Schwimmer nicht schließt. Ein Ölstandsregulator reguliert den Füllstand im Kompressor. Dies soll einen Schmiermittelmangel und damit Folgeschäden vermeiden. Bei Unterfüllung kommt es zu einer Sicherheitsabschaltung der Anlage. Trotz dieser Maßnahmen kann es zu Ölverlagerungen kommen. Um zu vermeiden, dass sich Schmieröl im Niederdrucksammler sammelt, befindet sich in der Saugleitung eine Schnüffelbohrung.

b) Expansionsventil

Das verbaute Expansionsventil ist ein elektrisches Expansionsventil und laut Carel (2017) vollhermetisch ausgeführt. Das verwendete Expansionsventil wird im Abschnitt 4.1 näher beschrieben.

c) Dreiwegeventil VIHX

Das Dreiwegeventil ermöglicht es, den internen Wärmetauscher IHX auf der Hochdruckseite mit verschiedenen Kältemittelmassenströmen anzuströmen und damit die Temperaturdifferenz der Sauggasüberhitzung einzustellen. Die Sauggasüberhitzung ist nötig, um eine Verdichtung in das Zweiphasengebiet zu vermeiden (siehe Abschnitt 2.4). Das verbaute VIHX besitzt gemäß Siemens (2018) einen Magnetantrieb und ist hermetisch dicht. Die Stellzeit beträgt weniger als 1 s.

d) Niederdrucksammler

Durch den Flüssigkeitspegel im Niederdrucksammler befindet sich das Kältemittel im Sammler im Sättigungszustand. Wegen der Schnüffelbohrung (siehe Abbildung 3.3) ist der Dampfmassenanteil x bei ungefähr 0,9. Bei gleichbleibendem Füllstand ist der Dampfmassenanteil am Austritt des Niederdrucksammlers gleich dem am Verdampferaustritt. Sinn der Schnüffelbohrung ist, dass flüssiges Kältemittel mit eventuell darin gelöstem Öl mitgerissen wird. Das soll ermöglichen, dass nicht im Ölabscheider abgeschiedenes Öl wieder zum Kompressor befördert wird und sich nicht im Niederdrucksammler sammelt. Je nach Betriebszustand ist der Niederdrucksammler unterschiedlich gefüllt, da unterschiedliche Kältemittelmengen in den anderen Komponenten des Kältemittelkreises benötigt werden. Er dient somit auch als Puffer. In Abbildung 3.3 sind das Grundprinzip des Niederdrucksammlers mit der Schnüffelbohrung sowie die Abmessungen dargestellt.

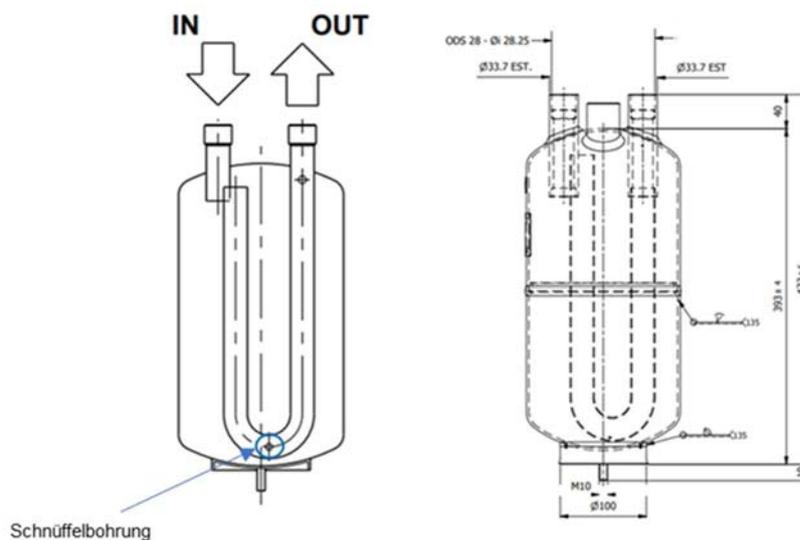


Abbildung 3.3 Niederdrucksammler (Frigomec, 2019)

3.2 Regelung des Hochdruckniveaus

Nach Hervas-Blasco et al. (2018) hängt die Effizienz einer Wärmepumpe maßgeblich vom Grad der Unterkühlung ab. Bei optimaler Unterkühlung wird der COP einer Wärmepumpe maximiert. Diese optimale Unterkühlung ist jedoch von dem jeweiligen Betriebspunkt selbst abhängig.

Mithilfe des „constant value of the temperature approach“ – des Konstanthaltens der Differenz zwischen Kältemittelaustrittstemperatur und Wärmesenkeneintrittstemperatur am Kondensator – kann der bestmögliche COP erreicht werden. Das die Unterkühlung regelnde Expansionsventil verwendet dafür diese Temperaturdifferenz als Regelgröße. (Hervas-Blasco et al. (2018) bezieht sich in seinen Betrachtungen nur auf sub-kritische Prozessführung.)

Ebenso existiert für jeden bestimmten Betriebspunkt ein optimales Hochdruckniveau, das den maximalen COP ermöglicht. Kennzeichnend für diesen Punkt ist die gleiche Temperaturdifferenz der nach Gl. 3-1 bestimmten Temperaturdifferenz $\Delta T_{rw,l}$ zwischen unterkühltem Kältemittel $t_{ref,4}$ und Wärmesenkeneintritt $t_{SI,in}$ sowie der nach Gl. 3-2 bestimmten Temperaturdifferenz $\Delta T_{rw,sv}$ zwischen Kältemittel auf der rechten Grenzkurve t_{cond} und Wärmesenke $t_{SI,sv}$, dies entspricht jenem Punkt, an dem im Wärmetauscher Kondensation beginnt. (Verdnik et al., 2020)

$$\Delta T_{rw,l} = t_{ref,4} - t_{SI,in} \quad \text{Gl. 3-1}$$

$$\Delta T_{rw,sv} = t_{cond} - t_{SI,sv} \quad \text{Gl. 3-2}$$

In Abbildung 3.4 sind diese beiden Temperaturdifferenzen in t/h-Diagrammen eingezeichnet. Ebenso ist der Einfluss verschiedener Hochdruckniveaus auf die Temperaturdifferenzen und auf den COP erkennbar.

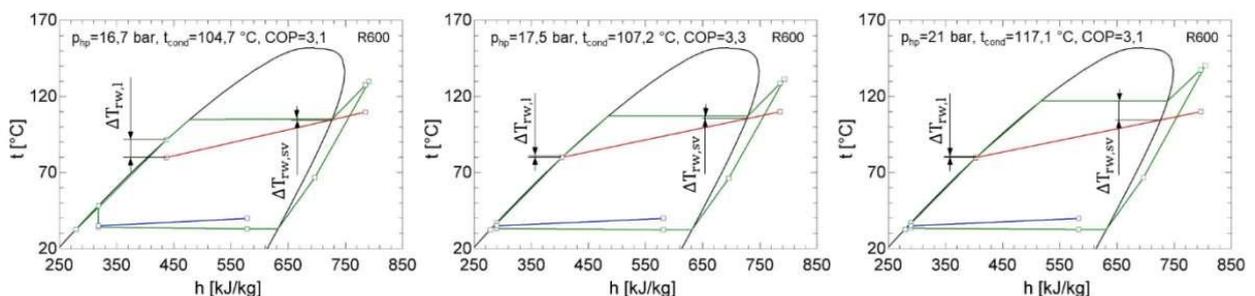


Abbildung 3.4 t/h-Diagramme für zu niedrigen, optimalen und zu hohen Hochdruck (Messergebnisse aus Verdnik et al., 2020)

In Abbildung 3.5 sind links der COP mit den beiden Temperaturdifferenzen $\Delta T_{rw,l}$ und $\Delta T_{rw,sv}$ und rechts die Heizleistung sowie die Kompressorleistung über den Hochdruck abgebildet. Dabei wurden alle Betriebsparameter mit Ausnahme des Hochdruckes konstant gehalten. Im rechten Bild ist ersichtlich, dass die Kompressorleistung mit fallendem Hochdruck abnimmt und die Heizleistung zunimmt, bis jener Punkt erreicht ist, an dem die Heizleistung absinkt. Ab diesem Punkt sinkt die übertragbare Wärmeleistung im Kondensator. Dadurch steigt die Kältemittelaustrittstemperatur – was wie im linken Bild ersichtlich – in einem Anstieg der Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittelaustritt und Wärmesenkeneintritt $\Delta T_{rw,l}$ resultiert.

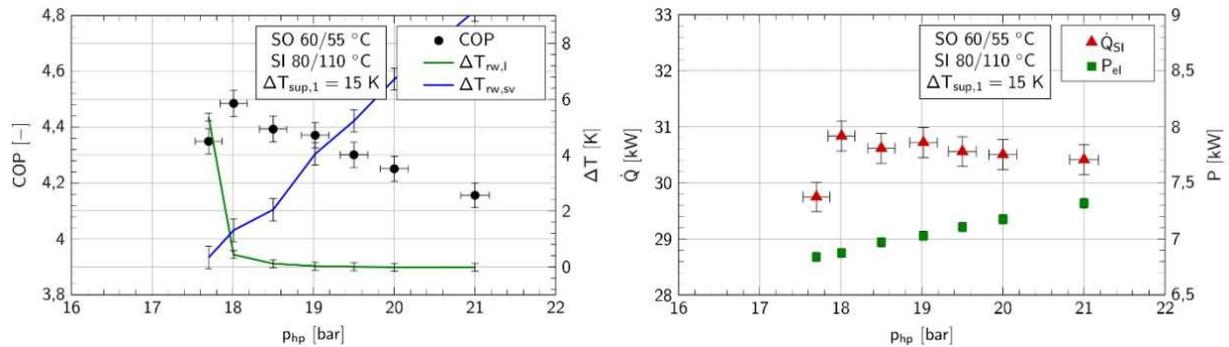


Abbildung 3.5 COP sowie Temperaturdifferenzen (links) und Heizleistung sowie Kompressorleistung (rechts) in Abhängigkeit des Hochdruckes (Verdnik et al., 2020)

Ziel der Hochdruckregelung ist es nun, den Hochdruck so zu regeln, dass das optimale Hochdruckniveau und damit der maximale COP möglichst erreicht werden sowie vor allem die Leistungsreduktion durch zu niedrigen Hochdruck vermieden wird. Bei bisherigen Messungen der HTWP hat das Expansionsventil den Hochdruck geregelt, wobei der dazu eingesetzte PI-Regler den Hochdruck p_4 selbst als Regelgröße und den Ventilhub als Stellgröße verwendet hat. Dem Ansatz von Hervas-Blasco et al. (2018) folgend, wurde im Rahmen dieser Arbeit versucht, die Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt als Regelgröße zu verwenden. Die Hochdruckregelung mit dieser Temperaturdifferenz als Regelgröße wurde als „ $\Delta T_{rw,l}$ -Regelung“ bezeichnet. Im folgenden Abschnitt wird die Umsetzung dieser neuen Regelung beschrieben. Der optimale Wert der Temperaturdifferenz hängt dabei vom jeweiligen Betriebspunkt ab. In weiterer Folge könnte mit dieser Regelung eine optimale Betriebsstrategie entwickelt werden, um den höchstmöglichen COP zu erzielen.

3.3 Anlagenmessungen

Wie bereits erklärt, wurden die folgenden Messungen mit der „ $\Delta T_{rw,l}$ -Regelung“ durchgeführt. Zunächst wird auf die Vorgehensweise und die vermessenen Betriebspunkte näher eingegangen. Danach wird die Ermittlung der Kenngrößen aus den gewonnenen Messdaten sowie deren Auswertung näher beschrieben.

3.3.1 Versuchsdurchführung

Um die Regelung in verschiedenen Betriebspunkten zu untersuchen, wurden folgende Einflussgrößen variiert:

- Die Kompressordrehzahl wurde mithilfe der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters (35 Hz, 50 Hz, 75 Hz) verändert.
- Die Wärmequelleneintrittstemperatur wurde über die Beimischschaltung variiert. Die Wärmequelleneintrittstemperatur lag bei 40 °C, 50 °C oder 60 °C. Die Spreizung der Quelle betrug in allen Betriebspunkten 5 K.

- Die Wärmesenkeneintrittstemperatur betrug für jeden Betriebspunkt 80 °C. Die Spreizung der Wärmesenke wurde zwischen 30 K, 60 K und 80 K variiert.
- Um einen Vergleich der Betriebspunkte mit gleicher Wärmequellentemperatur zu ermöglichen, wurde für jede Wärmequellentemperatur dieselbe Überhitzung gewählt. Bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 40 °C betrug sie 35 K, bei 50 °C 25 K und bei 60 °C 15 K.

Die sich daraus ergebende geplante Messmatrix ist in Tabelle 3.2 dargestellt. Es wurden nicht mehr unterschiedliche Wärmesenkeneintrittstemperaturen vermessen, da die Wärmesenkeneintrittstemperatur einen maßgeblichen Einfluss auf die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Kondensator und damit auf die Sauggasüberhitzung sowie auf die Eintrittstemperatur des Kältemittels in das Expansionsventil hat. Bei höheren Wärmesenkeneintrittstemperaturen wäre die maximal zulässige Betriebstemperatur laut Carel (2017) des EXV von 70 °C überschritten worden. Niedrigere Wärmesenkeneintrittstemperaturen hätten zu Problemen bei der Erreichung der notwendigen Sauggasüberhitzung geführt. Eine punktweise Vermessung einzelner möglicher Betriebspunkte (beispielsweise bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 40 °C und einer Wärmesenkeneintrittstemperatur von unter 80 °C) wurde aus Zeitgründen nicht durchgeführt.

Tabelle 3.2 Messmatrix mit geplanten Betriebspunkten

		Wärmequelle [°C]								
		SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55
Wärmesenke [°C]	SI 80/110									
	SI 80/140									
	SI 80/160									
Frequenz [Hz]		f 35			f 50			f 75		

Um die Betriebspunkte vermessen zu können, mussten zunächst die passenden Regelparameter ermittelt werden. Im Folgenden ist deshalb zuerst die Vorgehensweise der Reglereinstellung beschrieben und anschließend die Vermessung der Betriebspunkte selbst.

a) Vorgehensweise Reglereinstellung

Zunächst wird die Reglereinstellung für die Betriebspunkte bei sub-kritischer Prozessführung beschrieben. Die Regelparameter wurden mittels Schwingversuch anhand der Reglereinstellung nach Ziegler-Nichols ermittelt (siehe Abschnitt 2.3).

Da sich mit einem PI-Regler ein stabileres Regelverhalten hinsichtlich der Stellgröße ergab als mit einem PID-Regler, wurde ein PI-Regler verwendet. In Abbildung 3.6 ist ein Vergleich der zeitlichen Verläufe der Stellgröße (Ventilhub) und der Regelgröße ($\Delta T_{w,l}$) für den gleichen Betriebspunkt mit zwei unterschiedlichen Reglern abgebildet. Das linke Bild zeigt den Verlauf mit einem PID-Regler und das rechte den deutlich stabileren Verlauf der Stellgröße mit einem PI-Regler. Die zugehörigen eingestellten Regelparameter sind darüber angegeben.

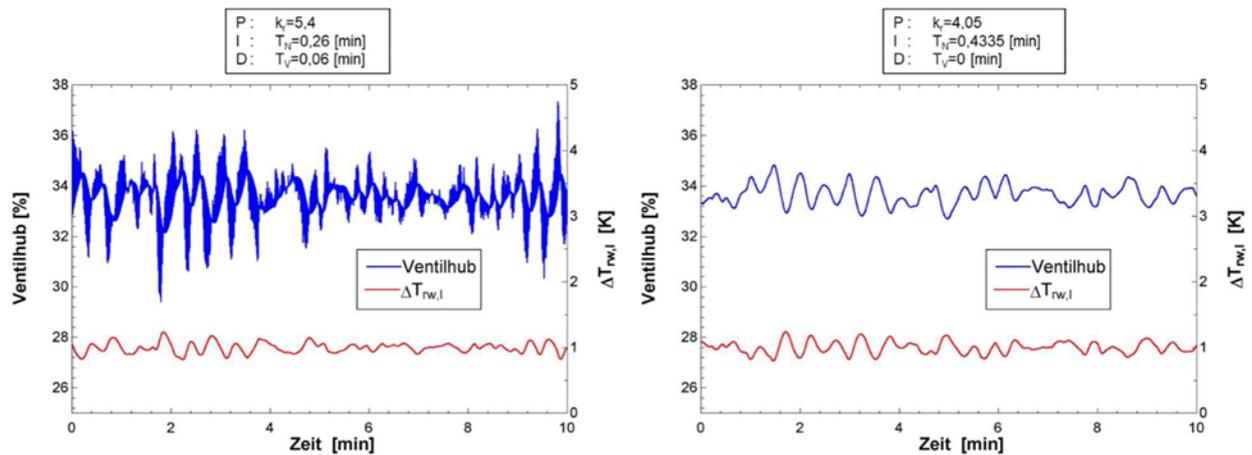


Abbildung 3.6 Zeitlicher Verlauf der Stell- und Regelgröße bei sub-kritischer Prozessführung mit PID-Regler (links) und PI-Regler (rechts)

Für trans-kritische Betriebspunkte mit Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 160 °C bei einem Hochdruckniveau von 38 bar bis 41 bar konnten mittels der „normalen“ Ziegler-Nichols Einstellungsparameter keine passenden Regelparmeter ermittelt werden. Dies lag vermutlich daran, dass bei trans-kritischer Prozessführung eine kleine Änderung der Stellgröße (Ventilhub) bereits eine große Änderung der Regelgröße bewirkte und die Regelung in diesem Bereich dementsprechend empfindlicher war. Zusätzlich kommt es bei Erreichen eines Hochdruckes von 43 bar zu einer Sicherheitsabschaltung der Anlage. Deswegen wurden die trans-kritischen Betriebspunkte nach dem modifizierten Ziegler-Nichols Modell für kleinen Überschwung (siehe Abschnitt 2.3) ermittelt. Da mithilfe dieses Modells nur Regelparmeter für einen PID-Regler berechnet werden konnten, wurde für trans-kritische Betriebspunkte ein PID-Regler verwendet.

Die Ermittlung erfolgte mittels eines Schwingversuches und nicht über Sprungantworten, da mit Sprungantworten leicht die Betriebsgrenzen der Komponenten überschritten hätten werden können. Bei einer zu großen sprunghaften Öffnung des Expansionsventils besteht durch die Absenkung des Hochdruckniveaus und der daraus ansteigenden Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Kondensator die Gefahr, die maximal zulässige Betriebstemperatur des Expansionsventils zu überschreiten. Weiters ist insbesondere bei trans-kritischen Betriebspunkten eine aktive Regelung notwendig, um das Hochdruckniveau konstant zu halten. Bei einem Betrieb ohne aktive Regelung, wie dies für die Sprungantwort notwendig ist (siehe Abschnitt 2.3), besteht die Gefahr, dass das Hochdruckniveau unkontrolliert ansteigt und somit eine Sicherheitsabschaltung der Anlage auslöst, oder zu weit abfällt und dann, wie zuvor beschrieben, Probleme hinsichtlich des Expansionsventils verursacht.

Abbildung 3.7 zeigt beispielhaft den Schwingversuch eines Betriebspunktes bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 60 °C, einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 110 °C und einer Ausgangsfrequenz des FU von 50 Hz. Darauf ist die sich bei kritischer Regelverstärkung k_{krit} (siehe Abschnitt 2.3) einstellende Dauerschwingung der Stellgröße an der Stabilitätsgrenze gut ersichtlich. Aus der daraus ermittelten Periodendauer von circa 0,51 min sowie der kritischen Regelverstärkung von 9 wurden die entsprechenden Regelparmeter nach

Ziegler-Nichols für diesen Betriebspunkt bestimmt. Die eingestellten Regelparameter zur Erreichung der Dauerschwingung sind darüber angegeben (siehe dazu Abschnitt 2.3).

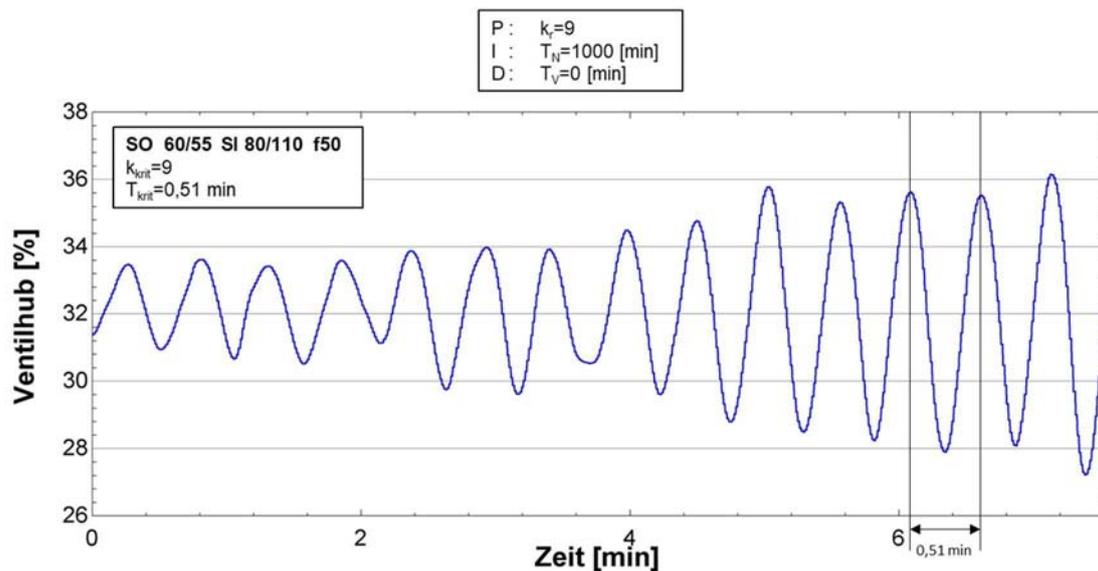


Abbildung 3.7 Ergebnis eines Schwingversuches bei den Betriebspunkt SO 60/55 SI 80/110 f 50

In Tabelle 3.3 sind die Betriebspunkte, für welche Regelparameter mithilfe des Schwingversuches ermittelt werden konnten, in der geplanten Messmatrix farblich dargestellt. Gleiche Farben bedeuten gleiche Regelparameter. Diese hingen maßgeblich von dem Kältemittelmassenstrom beim jeweiligen Betriebspunkt ab. Als Tendenz ließ sich feststellen, dass die Regelung mit zunehmendem Kältemittelmassenstrom stabiler wurde. Dies lässt sich durch das unterschiedliche Ventilverhalten des Expansionsventils bei kleinerem Ventilhub und dadurch bei kleinen Kältemittelmassenströmen erklären (siehe Abschnitt 4.3). Deswegen wurden die Schwingversuche für die Messmatrix bei kleinstmöglichem Kältemittelmassenstrom durchgeführt. Beispielsweise wurden die Parameter für sub-kritische Prozessführung bei Wärmequelleneintrittstemperaturen von 50 °C mittels eines Schwingversuches bei einer Konfiguration von 35 Hz und einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 140 °C ermittelt. Analog wurde der Schwingversuch bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 60 °C bei 35 Hz und einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 140 °C durchgeführt. Eine Ausnahme bildeten die Betriebspunkte bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 40 °C. Für diese musste für unterschiedliche Wärmesenkenaustrittstemperaturen ein eigener Schwingversuch durchgeführt werden. Die Betriebspunkte, bei denen der Schwingversuch durchgeführt wurde, sind in Tabelle 3.3 durch ein S gekennzeichnet. Die zugehörigen Diagramme mit den Dauerschwingungen, den ermittelten kritischen Regelverstärkungen und Periodendauern sind in Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 angeführt.

Tabelle 3.3 Messmatrix der geplanten und vermessenen Betriebspunkte

		Wärmequelle [°C]								
		SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55
Wärmesenke [°C]	SI 80/110				S			S		X
	SI 80/140		S	S	S			S		
	SI 80/160	X				S	S			
Frequenz [Hz]		f 35			f 50			f 75		

„S“...Schwingversuch
 „X“...konnten nicht erreicht werden
 gleiche Farben ≙ gleiche Regelparameter
 keine passenden Regelparameter gefunden

Die mit X markierten Felder wurden mit der HTWP nicht erreicht. Bei 75 Hz konnte die notwendige Sauggasüberhitzung auf Grund einer zu geringen Wärmetauscherfläche des IHX nicht erzielt werden. Bei 35 Hz konnte der trans-kritische Betriebspunkt ebenfalls nicht erreicht werden.

Für die weißen Felder konnten keine passenden Parameter ermittelt werden. Einerseits gab es Probleme den Schwingversuch nach Ziegler-Nichols umzusetzen. Begründet kann dies durch den geringen Kältemittelmassenstrom von weniger als 0,03 kg/s bei 35 Hz und 50 Hz werden. Eine kleine Änderung der Expansionsventilöffnung führte bei diesen Betriebspunkten schon zu einer großen Änderung des Hochdruckes und es kam zu immer stärker werdenden Hochdruckschwankungen. In weiterer Folge fing auch die Regelgröße immer stärker zu schwanken an, was den Schwingversuch nicht möglich machte. Vergleicht man die Dauerschwingung von Abbildung 3.7 bei einem Kältemittelmassenstrom von circa 0,08 kg/s mit denen für die Messmatrix durchgeführten Schwingversuchen in Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 bei deutlich kleineren Kältemittelmassenströmen, sieht man bereits, dass die Dauerschwingungen bei diesen Betriebspunkten schon nicht mehr so stabil sind. Andererseits gab es Probleme mit dem Ölstandsregulator, was zu Sicherheitsabschaltungen führte. Bei trans-kritischen Betriebspunkten und 75 Hz hätte die Regelung prinzipiell funktioniert, dort waren aber auf Grund von Problemen mit dem Ölstandsregulator der HTWP keine ausreichend langen Messungen möglich. Auf Grund von fehlender Ölvorlage im Ölabscheider konnte kein Öl in den Kompressor zurückgeführt werden und es kam zur Unterfüllung und in weiterer Folge zu einer Sicherheitsabschaltung. So konnte kein verwertbarer Betriebspunkt aufgezeichnet werden.

In den Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 sind die Diagramme mit den Dauerschwingungen des Ventilhubes in Abhängigkeit der Zeit für die durchgeführten Schwingversuche abgebildet. Ebenso sind die dazu nötigen kritischen Regelverstärkungen k_{krit} und die ermittelten Periodendauern T_{krit} vermerkt. Außerdem sind die eingestellten Regelparameter zum Erreichen dieses Zustandes angegeben. Im obersten Bild von Abbildung 3.8 ist gut erkennbar, wie groß der Einfluss des Ventilhubes bei kleinen Kältemittelmassenströmen ist. Die Amplitude der Dauerschwingung ist im Vergleich zu den anderen sehr klein. Bei größerer Regelverstärkung k kam es bereits zu einer Überschreitung der Stabilitätsgrenze. Auf dem untersten Bild in Abbildung 3.8 sind die Schwierigkeiten bei der Regelparameterermittlung bei einer Wärmequellentemperatur von 40 °C

ersichtlich. Es war bei einer Frequenz von 50 Hz zwar möglich, aber trotz gleich eingestellter Parameter hat sich zunächst keine Schwingung eingestellt. Dafür wurde sie dann immer stärker.

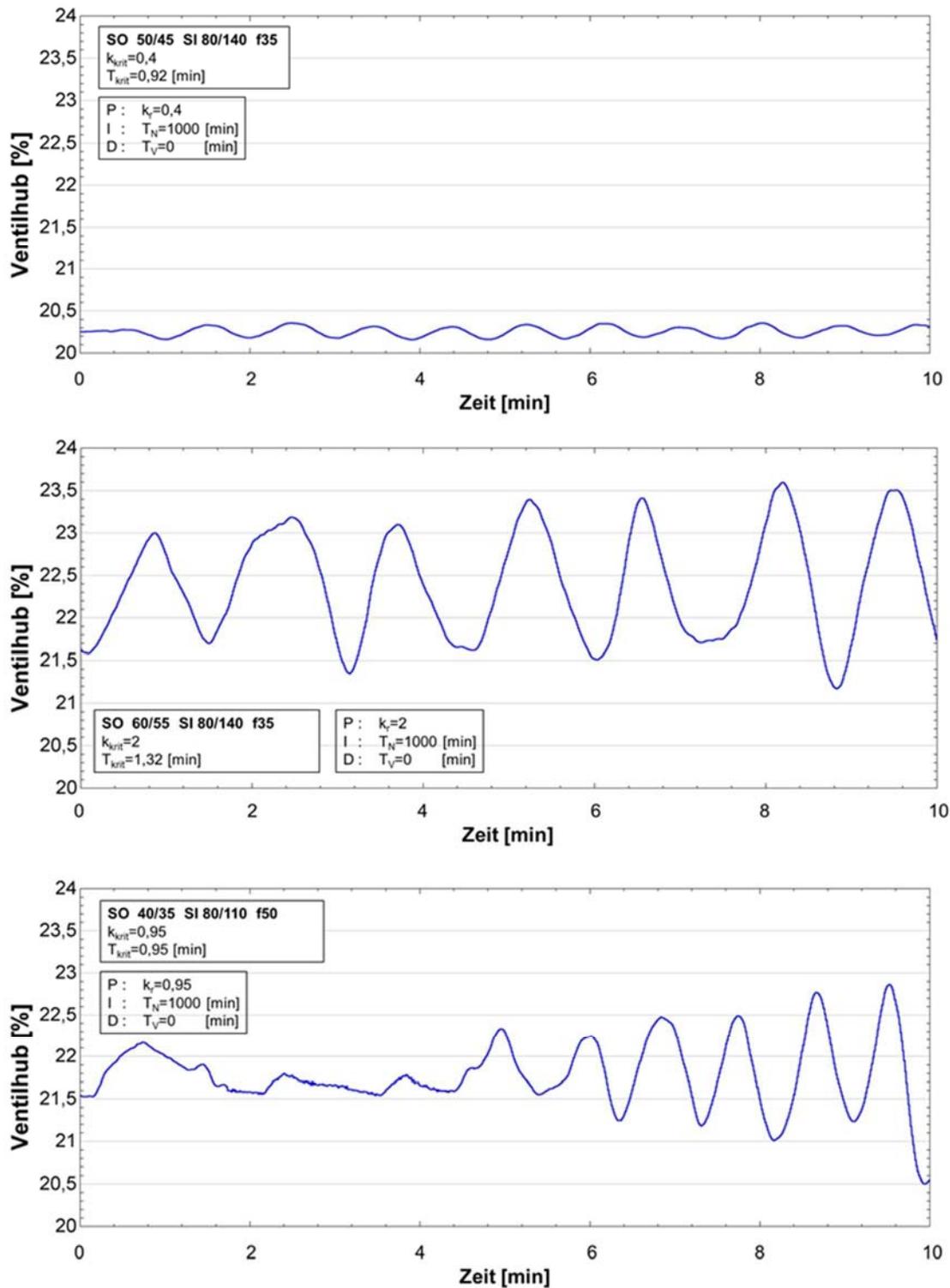


Abbildung 3.8 Dauerschwingung für verschiedene Betriebspunkte

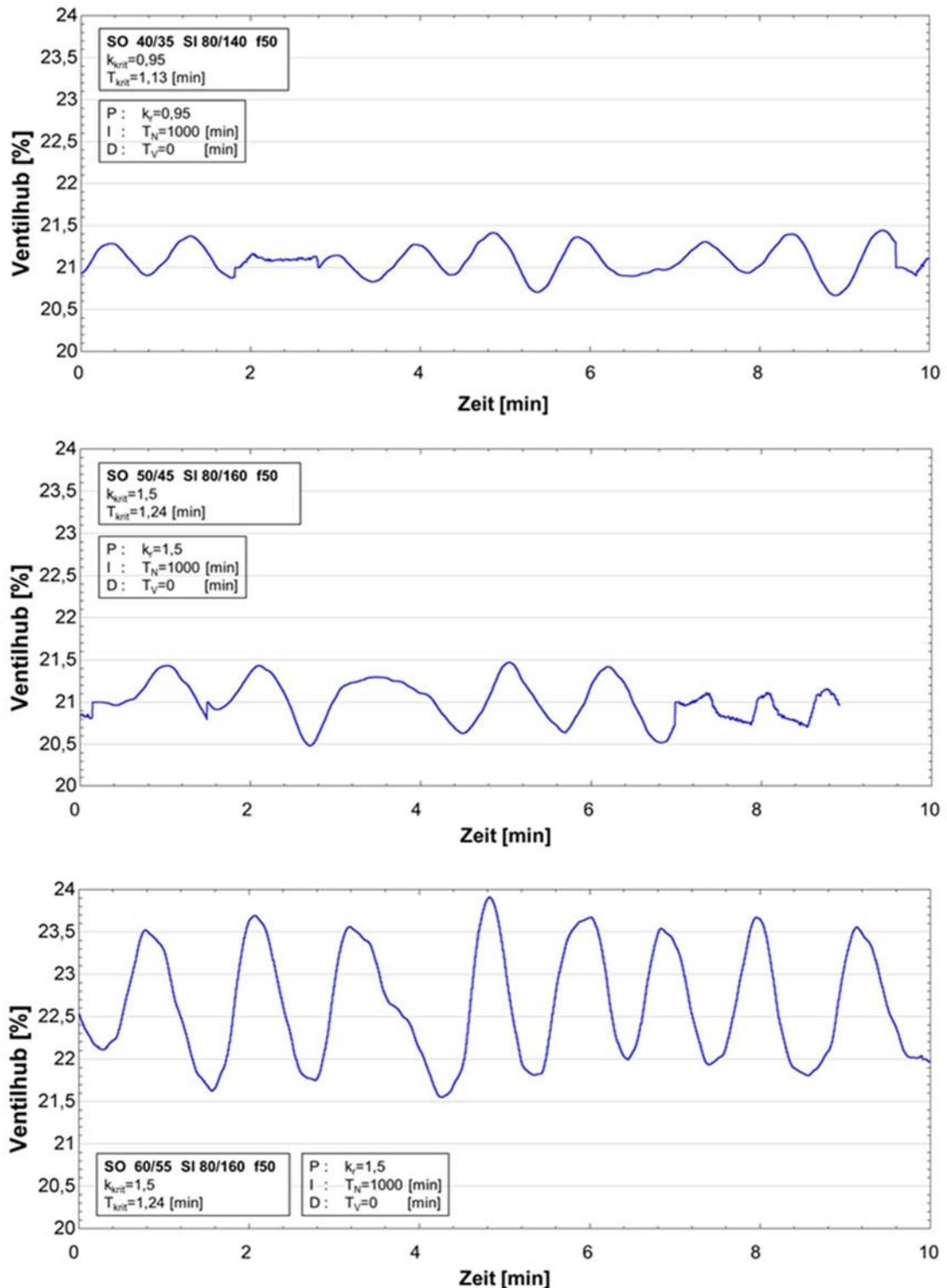


Abbildung 3.9 Dauerschwingung für verschiedene Betriebspunkte

Die damit ermittelten Regelparameter sind in Tabelle 3.4 aufgelistet. Die Farben kennzeichnen die zugehörigen Betriebspunkte. Je nach Wärmequellentemperatur ergeben sich bei den sub-kritischen Betriebspunkten Unterschiede. Bei einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 40 °C hat auch die Wärmesenkenaustrittstemperatur Einfluss auf die Regelparameter.

Tabelle 3.4 Ermittelte Regelparameter

		Wärmequelle [°C]								
		SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55	SO 40/35	SO 50/45	SO 60/55
Wärmesenke [°C]	SI 80/110									X
	SI 80/140									
	SI 80/160	X								
Frequenz [Hz]		f 35			f 50			f 75		

k_R	T_N	T_V
[-]	[min]	[min]
0,43	0,81	0
0,43	0,96	0
0,18	0,78	0
0,9	1,12	0
0,5	0,8	0,21
0,92	2,33	0,24

b) Vorgehensweise bei der Anlagenvermessung

Mithilfe der ermittelten Regelparameter wurden alle farbigen Betriebspunkte vermessen. Die Regelgröße ($\Delta T_{rw,i}$) wurde für alle sub-kritischen Betriebspunkte auf einen Sollwert von 0,3 K gestellt, um einen Vergleich zu ermöglichen. Der Sollwert für die Temperaturdifferenz wurde eher zu klein gewählt, um einen niedrigeren Hochdruck als das optimale Hochdruckniveau zu verhindern und damit eine Leistungsreduktion zu vermeiden (siehe Abbildung 3.5). Das Erreichen einer Temperaturdifferenz von 0,3 K war für trans-kritische Betriebspunkte nicht möglich, da dadurch der Hochdruck zu hoch geworden wäre und es ab einem Druck von 43 bar zu einer Sicherheitsabschaltung gekommen wäre. Deswegen wurde bei trans-kritischer Prozessführung bei einer Frequenz von 50 Hz ein Sollwert von 0,5 K und bei 35 Hz ein Sollwert von 2,2 K für die Temperaturdifferenz eingestellt.

Ein Messpunkt wurde im stationären Betriebszustand 10 min lang aufgezeichnet. Dann wurden die Messgrößen über die Zeit der Messdauer gemittelt. Das Aufzeichnungsintervall für die einzelnen Messgrößen betrug dabei 0,2 s. Für die weitere Datenauswertung wurde ein speziell für die Anlage geschriebenes Auswerteprogramm verwendet. Für genauere Informationen zur Messdatenerfassung und dem Auswerteprogramm siehe Verdnik (2017). Die Messdatenaufzeichnung und -ausgabe sowie die Bedienung der Anlage erfolgten mit der Software LabVIEW (LabVIEW, 2015). In Tabelle 3.5 sind die Messgrößen mit der jeweiligen Messunsicherheit und dem Sensorprinzip sowie die Messstelle abgebildet. Mittels der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung wurden diese Messunsicherheiten in den ermittelten Kenngrößen (\dot{Q}_{SI} , COP_h) mithilfe der Software EES berücksichtigt und in den Diagrammen in Abschnitt 3.3.2 anhand von Fehlerbalken dargestellt. (EES, 2020)

Tabelle 3.5 Verwendete Messgrößen, Sensorprinzip und Messunsicherheiten (in Anlehnung an Verdrik et al., 2020)

Messgröße	Messstelle (vergleiche Abbildung 3.1)	Sensorprinzip	Messunsicherheit
Volumenstrom Wärmesenke	SI	Magnetinduktiver Durchflussmesser	± 0,73 ... 1,35 %
Temperatur Wärmesenke	SI,in; SI,out	Pt100	± 0,10 K
Elektrischer Energieverbrauch Kompressor	el	Drehstromzähler mit Impulsausgang	± 1 %
Kältemittelmassenstrom	M	Coriolis- Massendurchflussmesser	± 0,35 %
Kältemittel Hochdruck	4, 6	Membran mit Dünnsfilm- Dehnmessstreifen	± 0,15 ... 0,26 bar
Kältemittel Niederdruck (Expansionsventilaustritt)	7	Membran mit Dünnsfilm- Dehnmessstreifen	± 0,08 ... 0,09 bar
Kältemittel Temperatur (Expansionsventileintritt)	6	Thermoelement Typ T	± 0,15 K

3.3.2 Ermittlung der Kenngrößen

Im Folgenden wird die Ermittlung der Kenngrößen aus den durch die Messungen erhaltenen Daten beschrieben.

a) Kompressorleistung und Heizleistung

Die Heizleistung \dot{Q}_{SI} konnte ebenso wie die elektrische Kompressorleistung P_{el} mithilfe des speziell für die Anlage geschriebenen Auswerteprogramms ermittelt werden. Die Heizleistung errechnet sich laut Gl. 3-3 aus dem Volumenstrom der Wärmesenke $\dot{V}_{SI,in}$, der Dichte des Wassers $\rho_{SI,in}$ und der Enthalpie der Wärmesenke bei Austritt $h_{SI,out}$ und Eintritt $h_{SI,in}$.

$$\dot{Q}_{SI} = \dot{V}_{SI,in} \cdot \rho_{SI,in} \cdot (h_{SI,out} - h_{SI,in}) \quad \text{Gl. 3-3}$$

Die Kompressorleistung P_{el} wird nach Gl. 3-4 aus der mithilfe eines Impulszählers bestimmten elektrischen Arbeit W_{el} und der Messdauer τ von 10 min berechnet.

$$P_{el} = \frac{W_{el}}{\tau} \quad \text{Gl. 3-4}$$

b) COP

Der erreichte COP wurde ebenfalls mit dem Auswerteprogramm bestimmt. Zur Ermittlung des in Gl. 2-2 bestimmten COP wurde die an die Wärmesenke abgegebene Wärmeleistung \dot{Q}_{SI} herangezogen. Der COP_h berechnet sich dementsprechend nach Gl. 3-5 aus der elektrischen Leistung des Kompressors P_{el} und der Heizleistung \dot{Q}_{SI} .

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_{SI}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 3-5}$$

c) Gütegrad

Zur Bestimmung des Gütegrades musste zunächst, wie in Abschnitt 2.1 erklärt, der COP des idealen Vergleichsprozesses ermittelt werden. Dafür wurde der Carnot Prozess herangezogen. Der zugehörige COP_{Carnot} ergibt sich nach Gl. 3-6 aus der Wärmesenkenaustrittstemperatur $T_{SI,out}$ und der Wärmequelleneintrittstemperatur $T_{SO,in}$ in K.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{SI,out}}{T_{SI,out} - T_{SO,in}} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Aus dem Verhältnis von COP_h und COP_{Carnot} ergibt sich mit Gl. 3-7 der Gütegrad ν der Betriebspunkte.

$$\nu = \frac{COP_h}{COP_{Carnot}} \quad \text{Gl. 3-7}$$

3.3.3 Messergebnisse

Die sich aus den Messergebnissen ergebenden Kenngrößen (P_{el} , \dot{Q}_{SI} und COP_h) sind in Abhängigkeit des Hochdruckes in Abbildung 3.10, Abbildung 3.11 und Abbildung 3.12 dargestellt. Daraus ist gut ersichtlich, dass sich bei höheren Wärmequellentemperaturen – gleichbedeutend mit größeren Kältemittelmassenströmen, da bei höheren Verdampfungstemperaturen die Sauggasdichte des Kältemittels größer ist – bei gleichem Sollwert ein größerer Hochdruck einstellt. Betriebspunkte mit gleicher Wärmesenktemperatur sind durch rote Linien miteinander verbunden. Die blauen Linien verbinden Betriebspunkte mit gleicher Wärmequellentemperatur. Die strichlierten Linien stellen die Verbindung zu trans-kritischen Betriebspunkten dar, da diese mit anderem Sollwert ($\Delta T_{rw,i}$) gemessen wurden.

In Abbildung 3.10 ist die benötigte elektrische Kompressorleistung der einzelnen Betriebspunkte in Abhängigkeit des Hochdruckes dargestellt. Mit steigender FU-Ausgangsfrequenz und damit steigender Kompressordrehzahl nimmt die Kompressorleistung zu. Ebenso steigt sie mit der Wärmequellentemperatur wegen des höheren Kältemittelmassenstroms. Bei gleichbleibender Wärmequellentemperatur nimmt sie bei steigender Wärmesenktemperatur trotz steigendem Druckverhältnis nur geringfügig zu, wobei sie bei niedrigen Wärmequelleneintrittstemperaturen nahezu konstant bleibt. Von Wärmesenktemperaturen von 140 °C hin zu trans-kritischen Betriebspunkten ($p_4 > 38$ bar) bei Wärmesenktemperaturen von 160 °C sinkt die Kompressorleistung sogar trotz steigendem Druckverhältnisses leicht ab. Grund dafür ist der abnehmende Liefergrad des Kompressors bei steigendem Druckverhältnis. Die gemessene Kompressorleistung lag bei allen Betriebspunkten zwischen 11,2 kW bei einer Ausgangsfrequenz des FU von 75 Hz und 3,5 kW bei einer Frequenz von 35 Hz. Die Messunsicherheiten für die Kompressorleistung waren vernachlässigbar gering und lagen zwischen 0,02 und 0,06 kW.

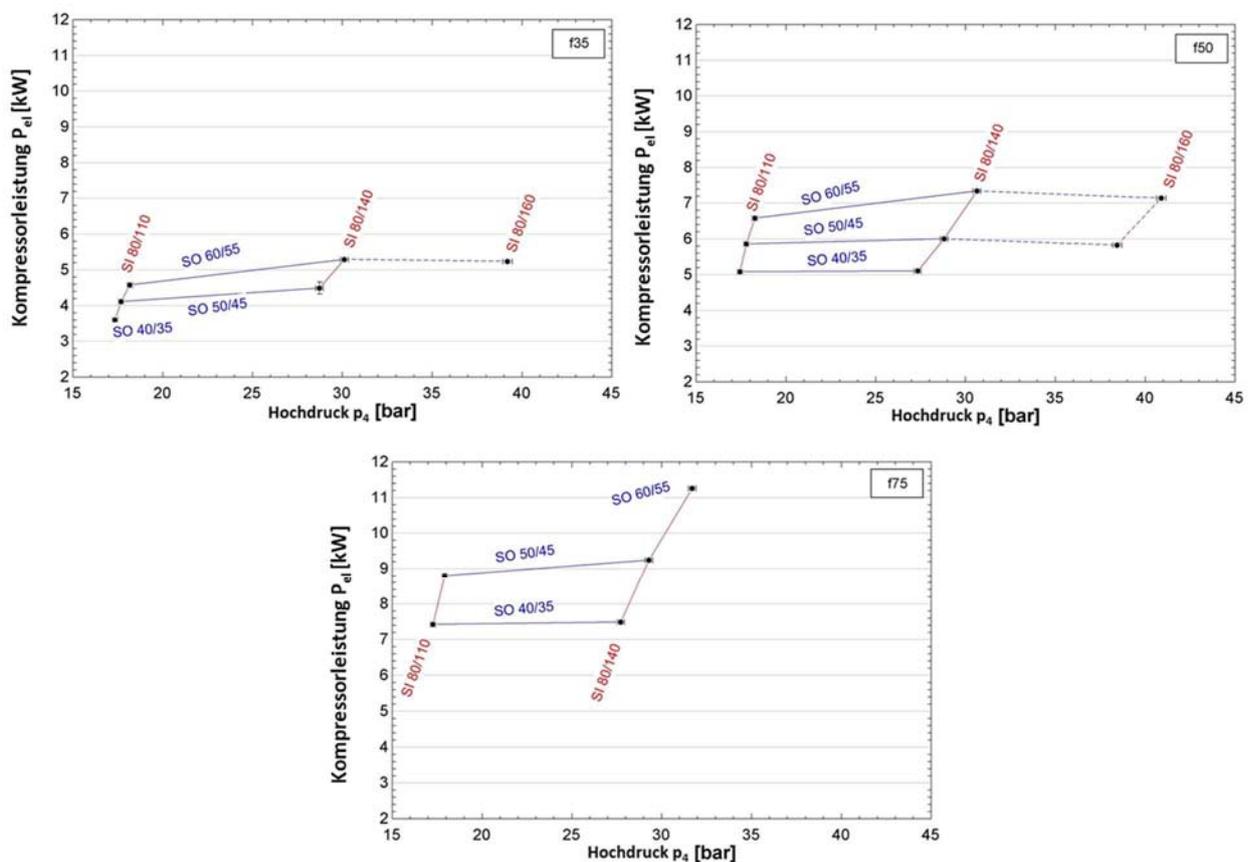


Abbildung 3.10 Kompressorleistung der vermessenen Betriebspunkte für unterschiedliche Frequenzen

Die Heizleistung, welche mithilfe des Auswerteprogramms nach Gl. 3-3 ermittelt wurde, ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Diese nimmt genau wie die Kompressorleistung mit steigender Ausgangsfrequenz und Wärmequellentemperatur auf Grund des höheren Kältemittelmassenstroms zu. Im Gegensatz dazu nimmt die Heizleistung mit steigender Wärmesenktemperatur ab. Es konnten Heizleistungen zwischen 12,5 kW und 39 kW erreicht werden. Die Messunsicherheiten lagen zwischen 0,1 kW und 0,4 kW.

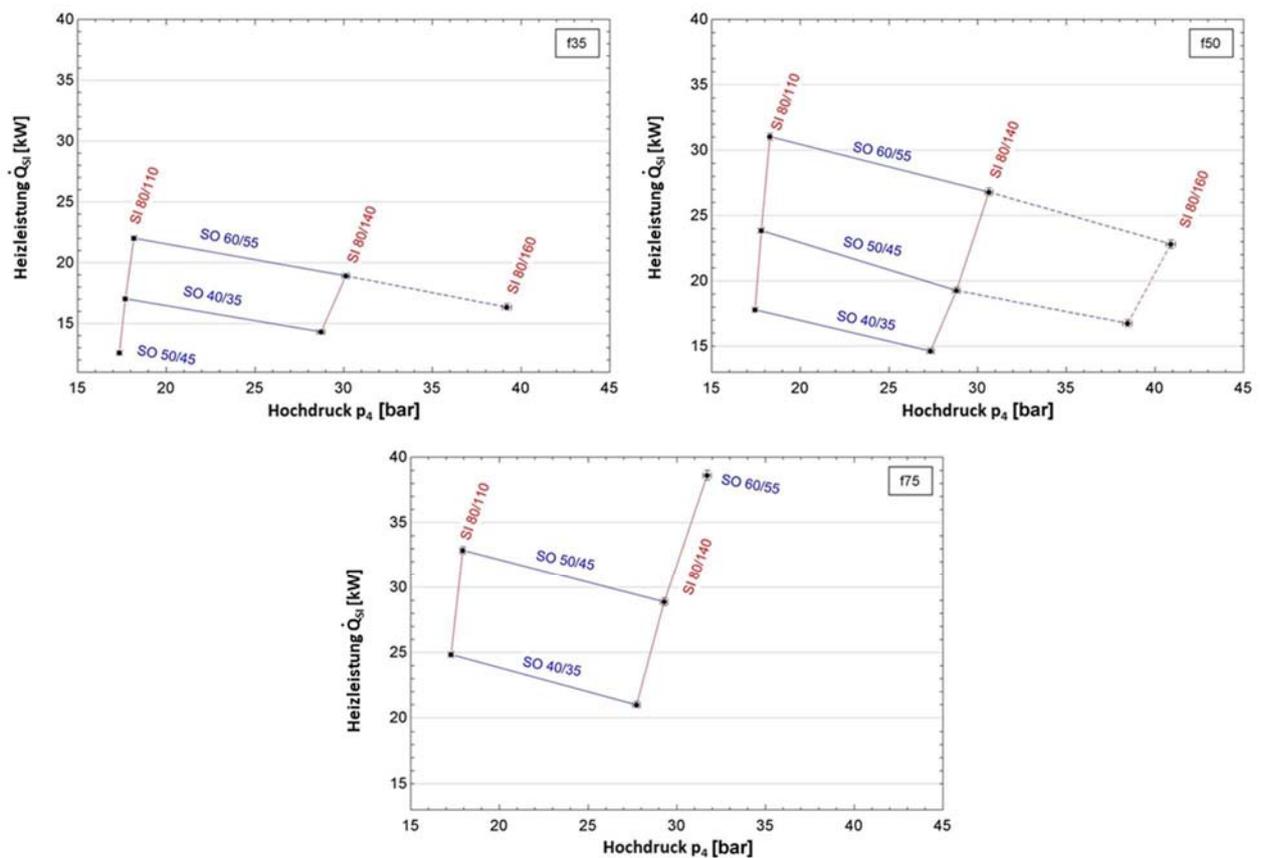


Abbildung 3.11 Heizleistung der vermessenen Betriebspunkte für unterschiedliche Frequenzen

Die sich ergebenden COP für die verschiedenen gemessenen Betriebspunkte sind in Abbildung 3.12 in Abhängigkeit des Hochdruckes dargestellt. Der COP wurde nach Gl. 3-5 bestimmt. Der größte ermittelte COP beträgt 4,51 und wurde bei einer FU-Ausgangsfrequenz von 35 Hz, einer Wärmequelleneintrittstemperatur von 60 °C und einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 110 °C gemessen. Die Messunsicherheiten lagen zwischen 0,03 und 0,06. Der COP steigt mit zunehmender Quelltemperatur und fällt mit zunehmender Wärmesenkentemperatur. Bei gleichbleibenden Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen und gleicher Überhitzung (vergleiche Tabelle 3.3) ist die Leistungszahl bei einer Frequenz des FU von 35 Hz und 50 Hz annähernd gleich, bei 75 Hz ist sie etwas niedriger. Wie bereits bei der Vermessung erwähnt, wurde der Sollwert der Temperaturdifferenz eher zu klein gewählt, um eine Leistungsreduktion aufgrund eines zu niedrigen Hochdruckes zu vermeiden. Dadurch liegt der erzielte Hochdruck wahrscheinlich etwas über dem für den COP optimalen Hochdruckniveau.

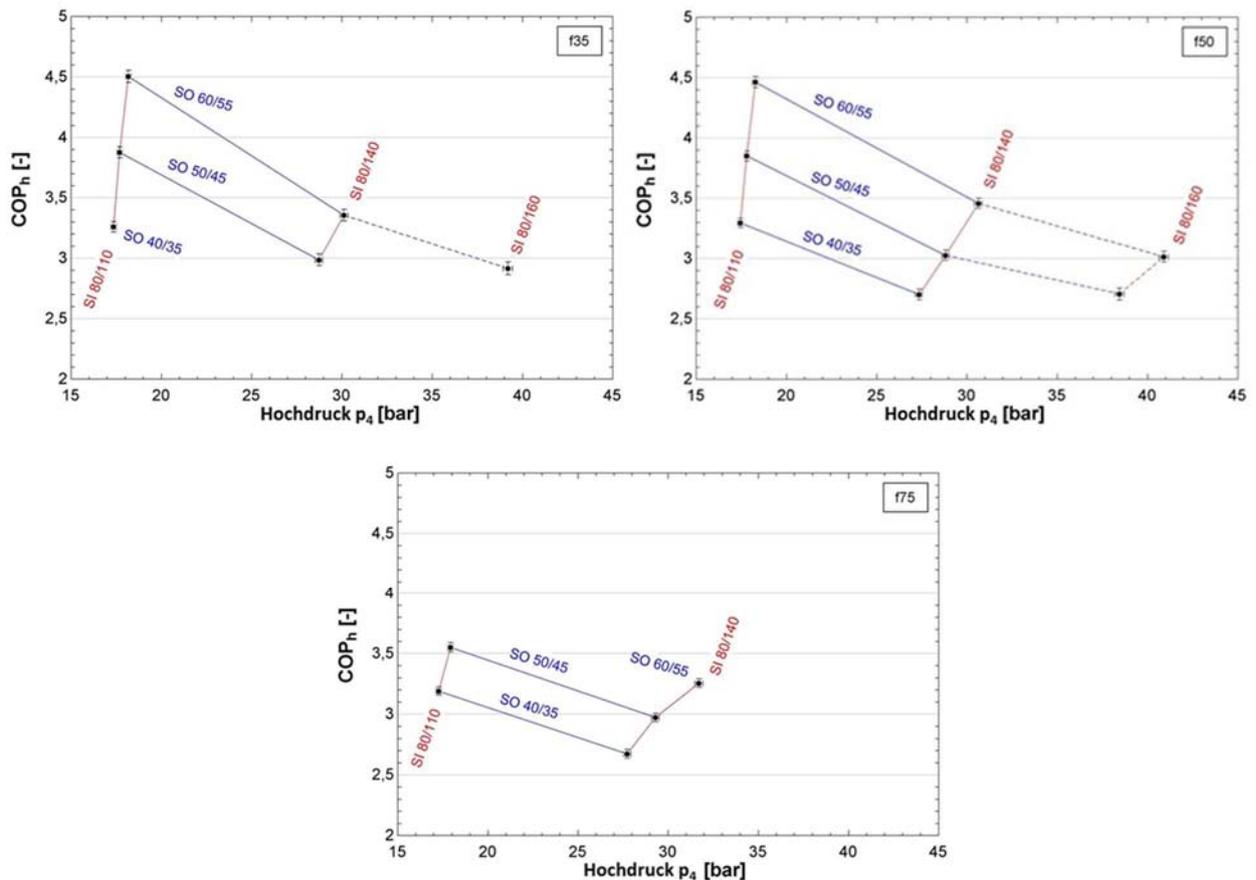


Abbildung 3.12 COP der vermessenen Betriebspunkte für unterschiedliche Frequenzen

Die nach Gl. 3-7 bestimmten Gütegrade für die jeweiligen Betriebspunkte sind in Abbildung 3.13 dargestellt. Die Messpunkte im trans-kritischen Bereich sind rechts durch eine strichlierte Linie getrennt von den anderen dargestellt, da sie mit anderen Sollwerten für die Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt am Kondensator gemessen wurden. Der Gütegrad aller Betriebspunkte liegt zwischen 56 % und 70 %. Dabei ist der Gütegrad bei Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 110 °C deutlich niedriger als bei höheren Temperaturen. Wie in 2.1 beschrieben, liegt der durchschnittliche Gütegrad von in der Industrie eingesetzten Wärmepumpen zwischen 40 % und 60 %. Im Vergleich dazu erzielt die in dieser Arbeit betrachtete HTWP bessere Werte. Besonders mit steigender Wärmesenkenaustrittstemperatur nimmt der Gütegrad zu. Allerdings ist die Anwendbarkeit der Carnot-Leistungszahl bei Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 140 °C nicht sinnvoll, ebenso hat die Wärmesenkeneintrittstemperatur darauf einen wesentlichen Einfluss (siehe Abschnitt 2.5). Betrachtet man aus diesen Gründen nur sub-kritische Betriebspunkte mit einer Senkenaustrittstemperatur von 110 °C, liegt der Wirkungsgrad zwischen 56 % und 61 % und ist vergleichsweise immer noch gut.

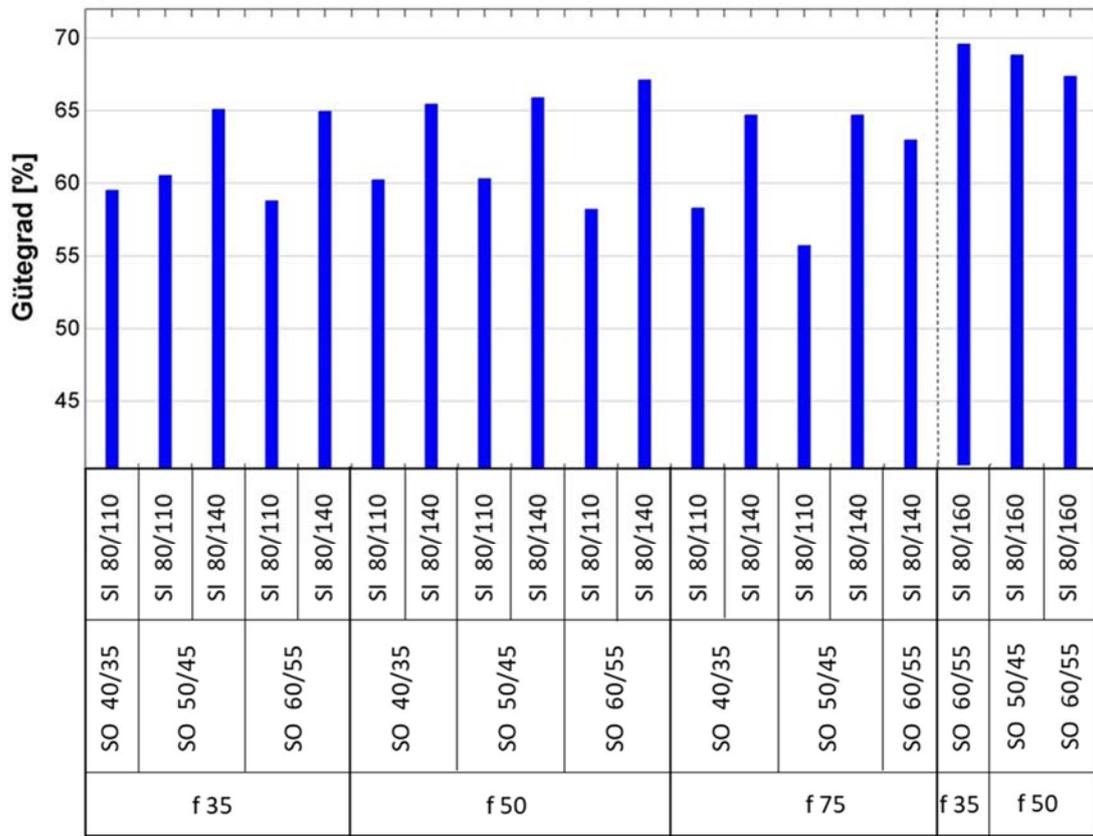


Abbildung 3.13 Ermittelte Gütegrade für den jeweiligen Betriebspunkt

4 BETRACHTUNG DES EXPANSIONSVENTILS

In diesem Kapitel wird das in der HTWP verwendete Expansionsventil näher betrachtet. Zunächst wird es anhand von Herstellerdaten beschrieben und es folgt eine Untersuchung auf Durchflussbegrenzung auf Basis von Messungen. Danach wird das auf diesen Ergebnissen aufbauende Simulationsmodell erläutert. Zum Abschluss dieses Kapitels erfolgt noch ein Vergleich mit dem Auslegetool des Herstellers.

4.1 Herstellerdaten

Wie bereits in Abschnitt 3.1.2 erwähnt, handelt es sich bei dem analysierten Expansionsventil um ein elektrisches Expansionsventil. Das EXV ist vollhermetisch ausgeführt und in Abbildung 4.1 mit Abmessungen dargestellt. In Tabelle 4.1 sind die technischen Daten aufgelistet.

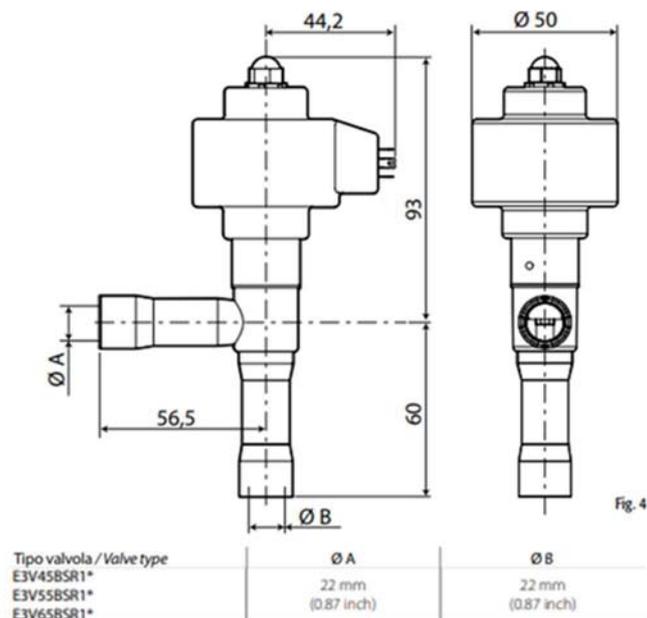


Abbildung 4.1 Abmessungen des EXV (Carel, 2017)

Tabelle 4.1 Technische Daten des EXV (Carel, 2017)

Hersteller und Typ	Carel E3V45BSR10
Durchmesser Drosselstelle	5 mm
k_{vs} -Wert	0,539 m ³ /h
Linearer Vorschub	0,02 mm/Schritt
Schritte für vollständige Schließung	500

Die Ventilkennlinie ist in Abbildung 4.2 laut Hersteller Carel in Form des prozentuellen Kältemitteldurchflusses als Funktion des Ventilhubes des Expansionsventils dargestellt.

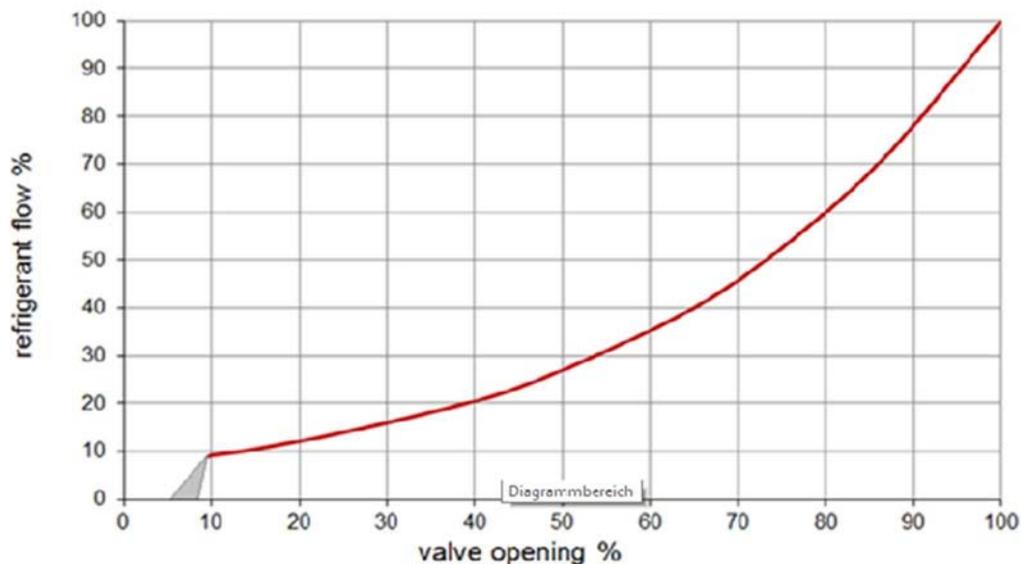


Abbildung 4.2 Ventilkennlinie des EXV (Carel Deutschland, 2020)

4.2 Messungen Expansionsventil

Der folgende Abschnitt dient als Grundlage für die Erstellung der Simulationsmodelle des Expansionsventils in Abschnitt 4.3. Es wurde untersucht, ob Durchflussbegrenzung vorliegt. Während der Eintrittsdruck p_6 und die Eintrittstemperatur t_6 konstant gehalten wurden, ist der Austrittsdruck p_7 verändert worden. Im Falle von Durchflussbegrenzung müsste der Kältemittelmassenstrom \dot{m} bei gleichem Ventilhub konstant bleiben (siehe dazu Abschnitt 2.2.1). Zu Beginn ist anzumerken, dass die Betriebspunkte mit Hilfe der Regelkreise der Anlage (wie Wärmesenke, Wärmequelle, Sauggasüberhitzung) eingestellt wurden. So konnte beispielsweise die Kältemittleintrittstemperatur nicht direkt eingestellt werden, sondern musste durch Anpassen der Kältemittelüberhitzung oder der Wärmesenkentemperatur geregelt werden.

Zwei Versuchsreihen bei unterschiedlichen Hochdruckniveaus wurden durchgeführt. Dabei betrug der Eintrittsdruck p_6 jeweils 30 bar beziehungsweise 15 bar. Die Messpunkte sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Der Austrittsdruck des Expansionsventils hängt von der Verdampfungstemperatur und damit maßgeblich von der Wärmequellentemperatur ab. Daher wurden je Versuchsreihe drei unterschiedliche Wärmequellentemperaturen vermessen, was zu verschiedenen EXV-Austrittsdrücken führte. Unterschiedliche Verdampfungstemperaturen resultieren jedoch auch in unterschiedlichen Kältemitteldichten am Eintritt in den Kompressor der HTWP. Um den gleichen Kältemittelmassenstrom fördern zu können, musste daher die Drehzahl des Kompressors angepasst werden. Dies geschah durch Variation der Ausgangsfrequenz des FU (siehe dazu Abschnitt 3.1).

4 Betrachtung des Expansionsventils

Tabelle 4.2 Messpunkte für Untersuchung auf Durchflussbegrenzung

	Eintrittsdruck p_6 [bar]	Ein-/Austrittstemperatur Wärmequelle (Austrittsdruck) $t_{SO,in}/t_{SO,out}$ [°C] (p_7 [bar])	FU-Frequenz f [Hz]	Kältemittelmassestrom \dot{m} [kg/s]	Eintrittstemperatur t_6 [°C]
Versuchsreihe 1	15	60/55 (5,3)	35	0,067	53,03
	15	50/45 (4,0)	48	0,067	53,10
	15	40/35 (3,2)	72	0,067	52,91
Versuchsreihe 2	30	60/55 (5,4)	35	0,053	53,21
	30	50/45 (4,0)	53	0,053	53,28
	30	40/35 (3,1)	73	0,052	53,35

Die Kältemittelmasseströme über die jeweiligen Austrittsdrücke dieser Messpunkte sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass für die Versuche einer Versuchsreihe jeweils der nahezu gleiche Kältemittelmassestrom eingestellt werden musste.

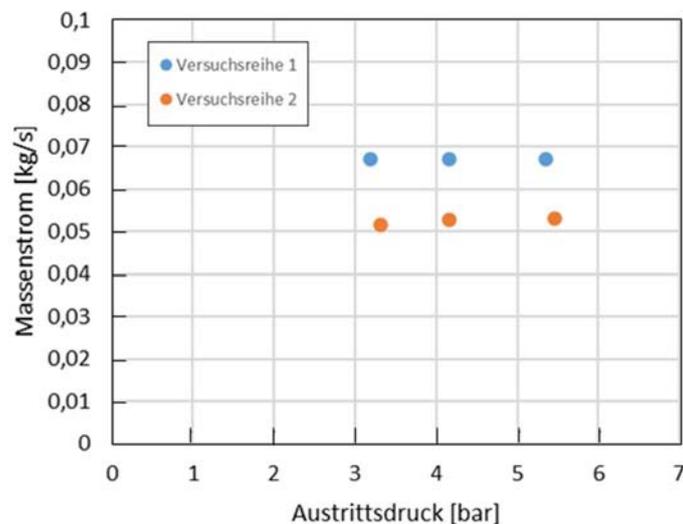


Abbildung 4.3 Kältemittelmassestrom in Abhängigkeit vom Austrittsdruck

Dies lässt auf Durchflussbegrenzung schließen. Der Durchmesser der Ventilöffnung des Expansionsventils ist allerdings nicht, wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, konstant gleich groß. Der Ventilhub wurde bei Versuchsreihe 2 mittels eines PID-Reglers passend eingestellt, um den gewünschten Eintrittsdruck p_6 zu erreichen. Mithilfe des FU wurde der Kältemittelmassestrom dann solange verändert, bis sich ein annähernd gleich großer Wert für den Kältemittelmassestrom für alle drei Betriebspunkte eingestellt hatte. In diesem Fall müsste der Ventilhub bei Durchflussbegrenzung konstant bleiben. Bei Versuchsreihe 1 wurde der Ventilhub

hingegen nicht mit einem PID-Regler eingestellt sondern der Ventilhub fixiert. Abbildung 4.4 zeigt den Ventilhub in Abhängigkeit vom Austrittsdruck.

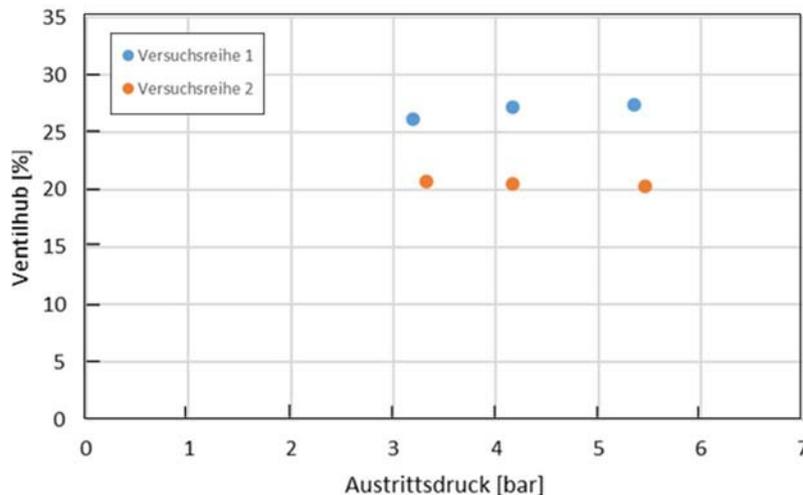


Abbildung 4.4 Ventilhub in Abhängigkeit vom Austrittsdruck

Es ist deutlich zu sehen, dass die Ventilhübe bei Versuchsreihen 2 annähernd gleich groß sind. Die Abweichung des ersten Punktes von Versuchsreihe 1 bei circa 3 bar ist auf einen leicht kleineren Kältemittelmassenstrom zurückzuführen.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass sowohl bei niedrigen Eintrittsdrücken von 15 bar als auch bei höheren Eintrittsdrücken von 30 bar Durchflussbegrenzung herrscht. Dies bedeutet, dass der Austrittsdruck nahezu keinen Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom hat. Eine Untersuchung bei kleineren Kältemittelmassenströmen als 0,05 kg/s war aufgrund der möglichen Kompressor-Frequenzbreite von 30 bis 75 Hz, welche in den hier dargestellten Versuchen bereits voll ausgenutzt wurde (siehe Tabelle 4.2), nicht möglich.

4.3 Simulationsmodelle

In diesem Abschnitt werden die erstellten Simulationsmodelle des betrachteten Expansionsventils erläutert. Zur Entwicklung des Modells wurden zunächst zwei verschiedene Ansätze gewählt und näher beschrieben. Mithilfe der Analyseergebnisse der ersten beiden Modelle wurde daraufhin ein drittes Simulationsmodell auf Basis des Buckingham- π -Theorems (siehe Liu et al., 2018) erstellt. Im Anschluss erfolgte ein Abgleich dieses Modells mit dem vom Hersteller bereitgestellten Auslegetool zur Auswahl von passenden Expansionsventilen. Die Simulationsberechnungen wurden mit der Software Engineering Equation Solver (EES) durchgeführt. (EES, 2020) Um die in den Berechnungen verwendeten Bezeichnung der Zustandsgrößen des Kältemittels übersichtlicher zu halten, erfolgt die Bezeichnung der Zustände entsprechend Abbildung 3.1. Bei der Simulation wurde von bekannter Eintrittstemperatur t_6 und bekanntem Austrittsdruck p_7 ausgegangen. Zwei der drei folgenden Größen wurden ebenfalls als gegeben angenommen:

- Kältemittelmassenstrom \dot{m}
- Eintrittsdruck p_6
- Ventilhub z

Die dritte Größe wurde berechnet. Die Geometriedaten (Durchmesser der Drosselstelle, Anschlussrohrdurchmesser) stammen vom Hersteller Carel und sind in Abschnitt 4.1 genauer beschrieben. Zur Validierung wurden die Daten von 111 Messungen unterschiedlichster Betriebspunkte herangezogen, welche zum Großteil zu Beginn dieser Arbeit bereits vorgelegen sind. Zusätzlich zu erwähnen ist, dass diese Messpunkte bei aktiver Hochdruckregelung gemessen wurden. Dies bedeutet, dass der Ventilhub dabei nicht konstant war.

4.3.1 Simulationsmodell nach Bernoulli Ansatz

Die folgenden Berechnungen basieren auf Liang et al. (2009). Dabei handelt es sich um eine von der Bernoulli-Gleichung abgeleiteten Formel. Der Massenstrom \dot{m} des Kältemittels berechnet sich nach der Gl. 4-1 aus dem Massenstromkoeffizienten C_d , der tatsächlich durchströmten Querschnittsfläche A_{th} , der Dichte ρ_6 und dem Druck p_6 am Expansionsventileintritt und dem Druck p_7 am Austritt.

$$\dot{m} = C_d \cdot A_{th} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_6 \cdot (p_6 - p_7)} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Der Kältemittelmassenstrom des Simulationsmodells nach dem Bernoulli Ansatz berechnet sich somit aus der Druckdifferenz Δp von Eintrittsdruck p_6 und Austrittsdruck p_7 . Das kritische Druckverhältnis und die damit einhergehende Durchflussbegrenzung werden nicht berücksichtigt. Der Austrittsdruck dürfte bei kritischen Druckverhältnissen keinen Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom haben, da die Durchflussmenge in diesem Bereich nicht vom Austrittszustand abhängt (siehe Abschnitt 2.2.1). Laut Gl. 4-1 muss mit sinkendem Austrittsdruck der Kältemittelmassenstrom aber ebenso immer weiter steigen, wie es der Fall ohne Durchflussbegrenzung wäre. Der Massenstromkoeffizient C_d wird laut Liang et al. (2009) wie in Gl. 4-2 mithilfe der Reynoldszahl R_e ermittelt.

$$C_d = 0,9673 - \frac{5,6682}{\sqrt{R_e}} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Die Reynoldszahl basiert gemäß Liang et al. (2009) auf dem äquivalenten Durchmesser der Drosselstelle D_e (siehe Abschnitt 2.2.3). Sie ergibt sich nach Gl. 4-3 aus dem Kältemittelmassenstrom \dot{m} , dem äquivalenten Durchmesser D_e , der dynamischen Viskosität μ und der tatsächlich durchflossenen Fläche A_{th} .

$$R_e = \frac{\dot{m} \cdot D_e}{\mu \cdot A_{th}} \quad \text{Gl. 4-3}$$

Der tatsächlich durchströmte Querschnitt A_{th} ergibt sich nach Gl. 4-4 aus dem Durchmesser der Drosselstelle bei völliger Öffnung D_a und dem prozentuellen Durchfluss des Kältemittels r_f . Der

4 Betrachtung des Expansionsventils

prozentuelle Durchfluss r_f wurde nach Gl. 4-5 aus dem Ventilhub z in % bestimmt. Diese Exponentialfunktion wurde mittels EES mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate aus Abbildung 4.2 mit einer quadratischen mittleren Abweichung (rms) von 0,0018 bestimmt. Der Durchmesser der Drosselstelle stammt vom Hersteller und ist in Tabelle 4.1 aufgelistet.

$$A_{th} = r_f \cdot \frac{\pi \cdot D_a^2}{4} \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$r_f = 0,07027 \cdot e^{0,026699 \cdot z} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Der äquivalente Durchmesser D_e wird aus Gl. 4-6 mithilfe von A_{th} bestimmt.

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{th}}{\pi}} \quad \text{Gl. 4-6}$$

In Abbildung 4.5 werden die Simulationsergebnisse mit den Messwerten verglichen. Dies erfolgt für die Größen Kältemittelmassenstrom, Eintrittsdruck und Ventilhub. Für den Eintrittsdruck wurden Kältemittelmassenstrom und Ventilhub aus den Messdaten entnommen, damit der Eintrittsdruck mittels Simulation berechnet und mit den Messdaten für den Eintrittsdruck verglichen. Der Kältemittelmassenstrom wurde aus den Messdaten des Eintrittsdruckes und des Ventilhubes berechnet und der Ventilhub aus den Messdaten für Eintrittsdruck und Kältemittelmassenstrom. Die berechneten Werte (Simulation) sind als Funktion der gemessenen Werte (Messwert) aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Simulationen mehr als 10 % von den gemessenen Werten abweichen. Der Kältemittelmassenstrom wurde auf Grund der Nichtberücksichtigung der Durchflussbegrenzung zu groß berechnet, der Eintrittsdruck und der Ventilhub zu klein. Es kann festgestellt werden, dass die Simulation auf Basis des Bernoulli Ansatzes keine verwertbaren Ergebnisse liefert.

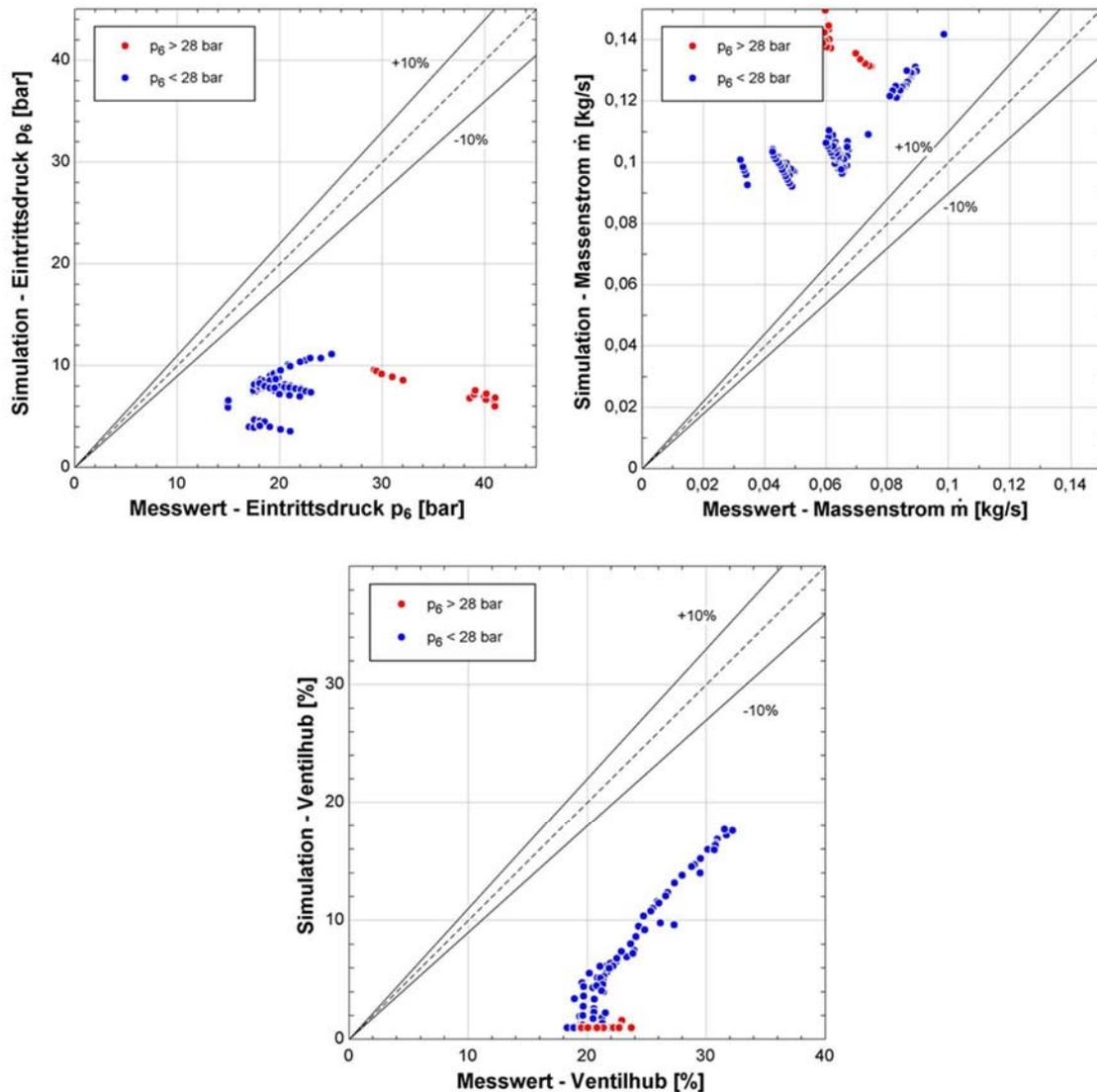


Abbildung 4.5 Simulation vs Messwert, Bernoulli Ansatz

Fazit:

Ergebnisse aus dem Simulationsmodell auf Basis des Bernoulli Ansatzes stimmen nicht mit den Messwerten überein, da die Physik nicht ausreichend abgebildet wird. Das heißt, obwohl in der Realität die Durchflussbegrenzung genutzt wird, um über die Ventilöffnung den Kältemittelmassenstrom und in weiterer Folge den Hochdruck zu regeln (siehe Abschnitt 2.2.1 und 2.2.2), wird die Durchflussbegrenzung in diesem Ansatz nicht berücksichtigt. Stattdessen wird angenommen, dass der Kältemittelmassenstrom bei steigender Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt immer weiter ansteigt. Dies resultiert in zu groß berechneten Kältemittelmassenströmen und zu kleinen Eintrittsdrücken und Ventilhuben. Dass Durchflussbegrenzung vorhanden ist, wurde mittels Versuche am Prüfstand in Abschnitt 4.2 dieses Kapitels gezeigt.

4.3.2 Simulationsmodell nach ÖNORM EN 60534 (2012)

Die ÖNORM EN 60534 (2012) beschreibt Gleichungen zur Berechnung des Durchflusses von Fluiden durch Stellventile. Diese Gleichungen sind zwar nur für inkompressible Fluide gültig, werden aber in dieser Arbeit als erster Schritt herangezogen, weil sie im Vergleich zum Bernoulli Ansatz die Durchflussbegrenzung berücksichtigen.

Laut ÖNORM EN 60534 (ÖVE, 2012) lässt sich der Volumenstrom \dot{V} am Eintritt nach Gl. 4-7 aus dem Durchflussfaktor k_v , der Normkonstante N_1 , dem Rohrleitungsgeometriefaktor F_p , dem zur Berechnung herangezogenen Term Δp_{sizing} , der Dichte ρ_6 am Ventileintritt und der Dichte von Wasser bei 15 °C ρ_0 bestimmen.

$$\dot{V} = k_v \cdot N_1 \cdot F_p \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\frac{\rho_6}{\rho_0}}} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Der Term Δp_{sizing} entspricht gemäß Gl. 4-8 entweder der Druckdifferenz Δp des Fluides vor und nach dem Expansionsventil nach Gl. 4-9 oder dem in Gl. 4-10 bestimmten Δp_{choked} . Im Gegensatz zum Bernoulli Ansatz wird so bei kritischem Druckverhältnis die Durchflussbegrenzung berücksichtigt, da Δp_{choked} nicht vom Austrittsdruck abhängig ist. Δp_{choked} berechnet sich aus den Rohrleitungsgeometriefaktoren F_{LP} und F_p , dem Eintrittsdruck p_6 , dem Faktor für das kritische Druckverhältnis F_F sowie dem Dampfdruck des Fluides bei Eintrittstemperatur p_{v6} .

$$\Delta p_{sizing} = \begin{cases} \Delta p & \text{wenn } \Delta p < \Delta p_{choked} \\ \Delta p_{choked} & \text{wenn } \Delta p > \Delta p_{choked} \end{cases} \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$\Delta p = p_6 - p_7 \quad \text{Gl. 4-9}$$

$$\Delta p_{choked} = \left(\frac{F_{LP}}{F_p}\right)^2 \cdot (p_6 - F_F \cdot p_{v6}) \quad \text{Gl. 4-10}$$

Für die Berechnung der Größen Kältemittelmassenstrom, Eintrittsdruck und Ventilhub nach ÖNORM EN 60534 (ÖVE, 2012) werden außer den Messdaten noch weitere Größen benötigt. Diese sind in Tabelle 4.3 aufgelistet und stammen entweder aus der Norm selbst (Normkonstanten), sind vom Hersteller angegebene Geometriedaten oder mithilfe der Stoffdatenbank von EES errechnete Werte.

Tabelle 4.3 Modell nach ÖNORM EN 60534 – zur Berechnung benötigte Größen, (Carel, 2017) (Carel Deutschland, 2020) (ÖVE, 2012)

EES (2020)	ρ_0	Dichte von flüssigem Wasser bei 15°C	991 kg/m ³
	p_c	Kritischer Druck von R600	38 bar
Hersteller	D	Innendurchmesser Rohrleitung (Carel, 2017)	16 mm
	d_i	Nennweite Stellventil (Carel, 2017)	5 mm
	k_{vs}	Durchflussfaktor bei vollgeöffnetem Ventil (Carel Deutschland, 2020)	0,539 m ³ /h
Norm (ÖVE, 2012)	N_1	Normkonstante	10 ⁻¹
	N_{18}	Normkonstante	8,68*10 ⁻¹
	N_2	Normkonstante	1,6*10 ⁻³
	N_4	Normkonstante	7,07*10 ⁻²

Der Durchflussfaktor k_v wurde mithilfe des vom Hersteller angegebenen k_{vs} -Wertes und dem Ventilhub z in % nach Gl. 4-11 bestimmt. Durch eine exponentielle Funktion konnte die Ventilkennlinie des Herstellers aus Abschnitt 4.1 mit einer quadratischen mittleren Abweichung (rms) von 0,0018 angenähert werden.

$$k_v = k_{vs} \cdot 0,07027 \cdot e^{0,026699 \cdot z} \quad \text{Gl. 4-11}$$

Der Rohrleitungsgeometriefaktor F_p errechnet sich gemäß ÖNORM EN 60534 (ÖVE, 2012) nach Gl. 4-12 aus der Konstante N_2 und der Nennweite des Stellventils d_i . Die Druckverlustzahlen am Eintritt ζ_1 und am Austritt ζ_2 ergeben sich aus den Gl. 4-13 und Gl. 4-14. Dabei ist D der Innendurchmesser der an das Expansionsventil anschließenden Rohrleitung.

$$F_p = \left(1 + \frac{\zeta_1 + \zeta_2}{N_2} \cdot \left(\frac{k_v}{d_i^2} \right)^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 4-12}$$

$$\zeta_1 = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 \right)^2 \quad \text{Gl. 4-13}$$

$$\zeta_2 = \left(1 - \left(\frac{d_i}{D} \right)^2 \right)^2 \quad \text{Gl. 4-14}$$

Der Faktor F_F wird nach Gl. 4-15 aus dem Dampfdruck bei Eintrittstemperatur p_{v6} und dem kritischen Druck des Kältemittels p_c errechnet.

$$F_F = 0,96 - 0,28 \cdot \sqrt{\frac{p_{v6}}{p_c}} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Gemäß Gl. 4-16 lässt sich der Faktor F_{LP} aus dem Druckrückgewinnungsfaktor F_L , der Normkonstante N_2 , der Druckverlustzahl am Eintritt ζ_1 , dem Durchflussfaktor k_v und der Nennweite des Stellventils d_i bestimmen.

$$F_{LP} = F_L \cdot \left(1 + \frac{F_L^2}{N_2} \cdot \zeta_1 \cdot \left(\frac{k_v}{d_i} \right)^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. 4-16}$$

Der Druckrückgewinnungsfaktor wurde vom Hersteller nicht bekannt gegeben. Daher wurde dieser Faktor basierend auf Messdaten empirisch ermittelt. Es wurde angenommen, dass Durchflussbegrenzung vorliegt. Deshalb wurde mithilfe von EES für alle 111 Messdaten nach Gl. 4-7 und Gl. 4-12 der Term Δp_{choked} bestimmt. Daraus wurde nach Gl. 4-10 und Gl. 4-16 der Druckrückgewinnungsfaktor F_L für jeden Messpunkt berechnet. Abbildung 4.6 zeigt den berechneten Druckrückgewinnungsfaktor F_L über den Ventilhub z . Die rot gekennzeichneten Punkte ergeben sich aus Messpunkten mit hohen Drücken von mehr als 28 bar. Es ist deutlich zu erkennen, dass es einen Bereich gibt, bei dem der Ventilhub nahezu keinen Einfluss hat und den Bereich bei Ventilhuben von kleiner circa 22 %, wo der Druckrückgewinnungsfaktor eine Funktion des Ventilhubes ist. Je kleiner der berechnete Druckrückgewinnungsfaktor bei Ventilhuben kleiner 22 % wird, desto breiter streut er über den Ventilhub. Es konnte, außer dem Parallelverschiebung zu größeren Ventilhuben bei hohen Drücken, kein Zusammenhang zwischen dieser Streuung und möglichen Einflussparametern ermittelt werden. Zusätzlich sinkt der Wert des Druckrückgewinnungsfaktors mit dem Kältemittelmassenstrom, dies bedeutet bei kleineren Kältemittelmassenströmen wird das Modell ungenauer, da es zu größerer Streuung kommt. Mithilfe von EES wurde mittels Minimierung der kleinsten Fehlerquadrate eine Exponentialfunktion zur Bestimmung des Druckrückgewinnungsfaktors in Abhängigkeit vom Ventilhub erstellt. Dabei wurden die Messpunkte mit Drücken von mehr als 28 bar nicht berücksichtigt, da dies zu einer noch breiteren Streuung des Druckrückgewinnungsfaktors über den Ventilhub geführt hätte.

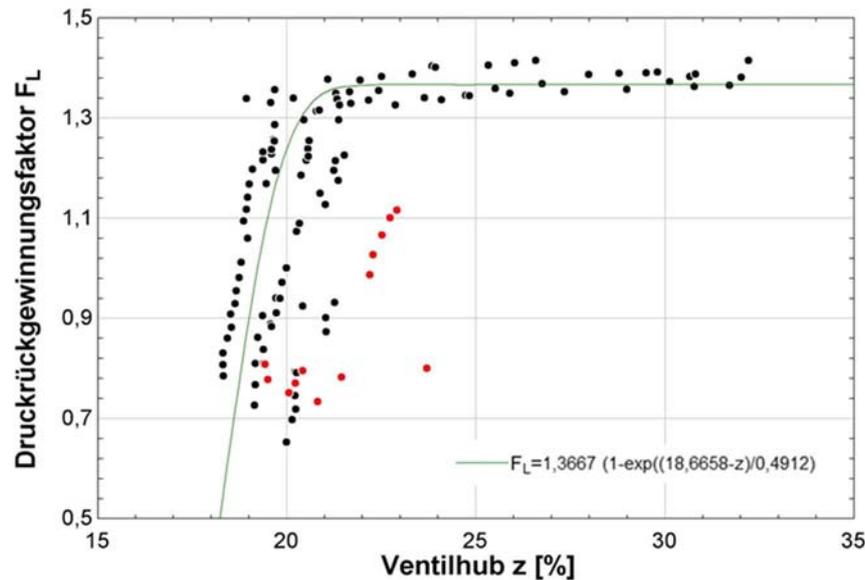


Abbildung 4.6 Aus Messdaten berechneter Druckrückgewinnungsfaktor in Abhängigkeit vom Ventilhub z . Die sich daraus ergebende exponentielle Funktion des Druckrückgewinnungsfaktor F_L in Abhängigkeit vom Ventilhub z in % ist in Gl. 4-17 angegeben.

$$F_L = 1,3667 \cdot \left(1 - e^{\frac{(18,6658-z)}{0,4912}}\right) \quad \text{Gl. 4-17}$$

Abschließend wurde die Gültigkeit gemäß ÖNORM EN 60534 (2012) überprüft. Zuerst wurde nach Gl. 4-18 die Stellventil-Reynolds-Zahl Re_v ermittelt. Dies ermöglichte es, festzustellen, ob die Strömung ausreichend turbulent ist. Für den Stellventiltypfaktor F_d wurde mangels Informationen vom Hersteller beziehungsweise ohne vergleichbare Ventile in der Norm ein Minimalwert von 0,1 angenommen. Trotz dieser sehr kleinen Annahme herrschte in jedem berechneten Betriebspunkt ausreichende Turbulenz ($Re > 10000$).

$$Re_v = \frac{N_4 \cdot F_d \cdot \dot{V}}{\nu \cdot \sqrt{k_v \cdot F_L}} \cdot \left(\frac{F_L^2 \cdot k_v^2}{N_2 \cdot d_i^4} + 1\right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Gl. 4-18}$$

Da Gl. 4-19 in allen betrachteten Messpunkten erfüllt wurde, befinden sich die berechneten Punkte innerhalb des Geltungsbereiches der Norm.

$$\frac{k_v}{N_{18} \cdot d_i^2} < 0,047 \quad \text{Gl. 4-19}$$

In Abbildung 4.7 ist der Vergleich von Simulation und Messwert für die jeweils errechnete Größe Kältemittelmassenstrom, Eintrittsdruck und Ventilhub dargestellt. Obwohl die errechneten Simulationswerte oft deutlich um 10 % unter oder über den gemessenen Werten liegen, sieht man eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Bernoulli Ansatz, außer bei Messpunkten mit Drücken von 28 bar und höher. Dies ist allerdings darauf zurückzuführen, dass diese bei der Annäherung der Funktion des Druckrückgewinnungsfaktors nicht berücksichtigt wurden. An

dieser Stelle sollte jedoch angemerkt werden, dass durch die empirische Ermittlung des Druckrückgewinnungsfaktor eine Ausgleichskurve für diese Werte aus den Messdaten bestimmt wurde.

Mit kleiner werdenden Kältemittelmassenströmen wird dieses Modell ungenauer. Auffallend ist jedoch, dass kleine Ventilhube nicht so genau bestimmt wurden wie große, die Abweichungen befinden sich dennoch innerhalb der $\pm 10\%$ -Grenze. Trotzdem weichen Eintrittsdruck und Temperatur stärker ab. Dies lässt darauf schließen, dass bei kleinen Kältemittelmassenströmen, welche in kleinen Ventilhuben resultieren, der Ventilhub selbst großen Einfluss hat. Dass also bei einer kleinen Änderung des Ventilhubes bereits eine große Änderung des Kältemittelmassenstromes und damit des Eintrittsdruckes bewirkt wird.

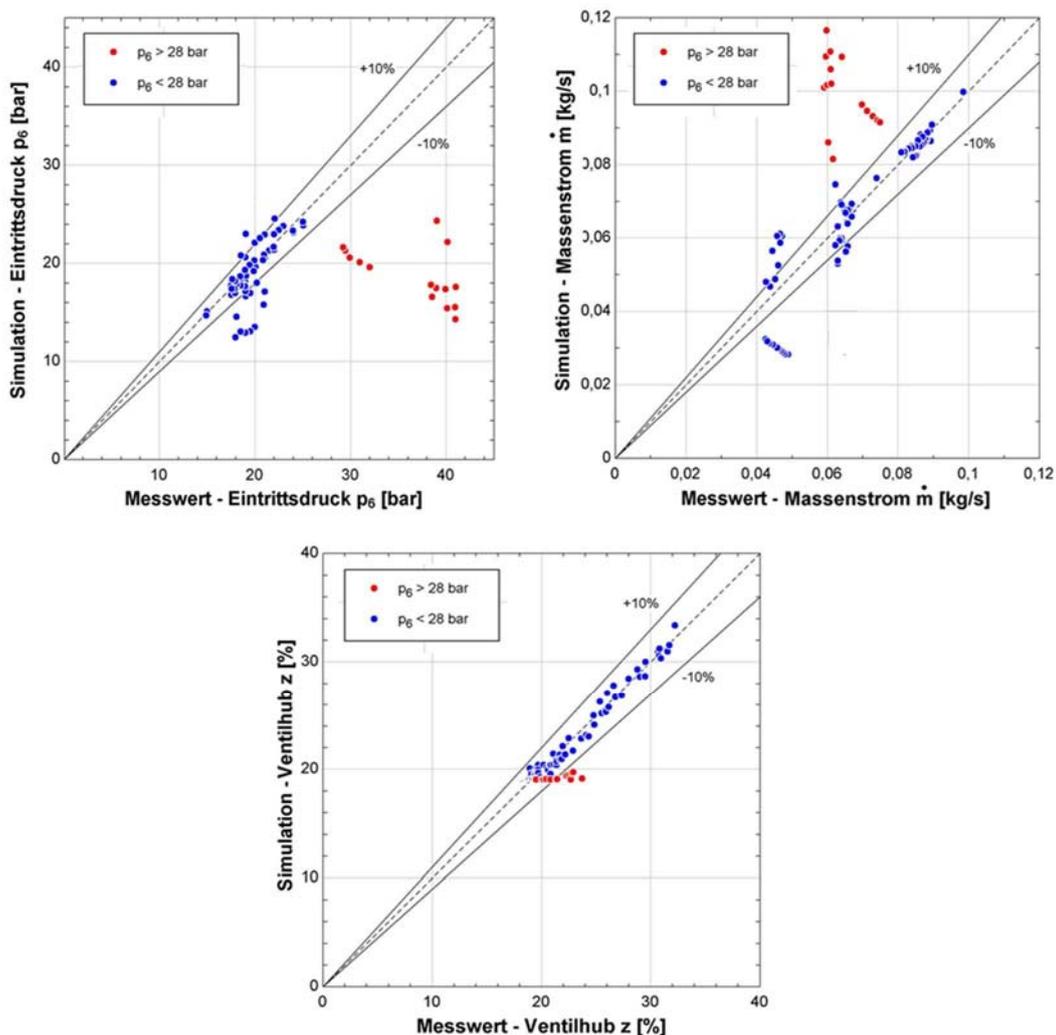


Abbildung 4.7 Simulation vs Messwert, Modell nach ÖNORM EN 60534

In Abbildung 4.8 ist die Gegenüberstellung von Simulation und Messwerten nur für Betriebspunkte mit größerem Kältemittelmassenstrom als 0,065 kg/s dargestellt. Diese entsprechen den Messwerten, welche sich in Abbildung 4.6 in dem vom Ventilhub unabhängigen Bereich befinden. Im Vergleich zu Abbildung 4.7 sind die Ergebnisse deutlich genauer. Die

4 Betrachtung des Expansionsventils

Messpunkte, welche sich außerhalb der $\pm 10\%$ -Grenze befinden, entsprechen Betriebspunkten mit einem Eintrittsdruck von über 28 bar.

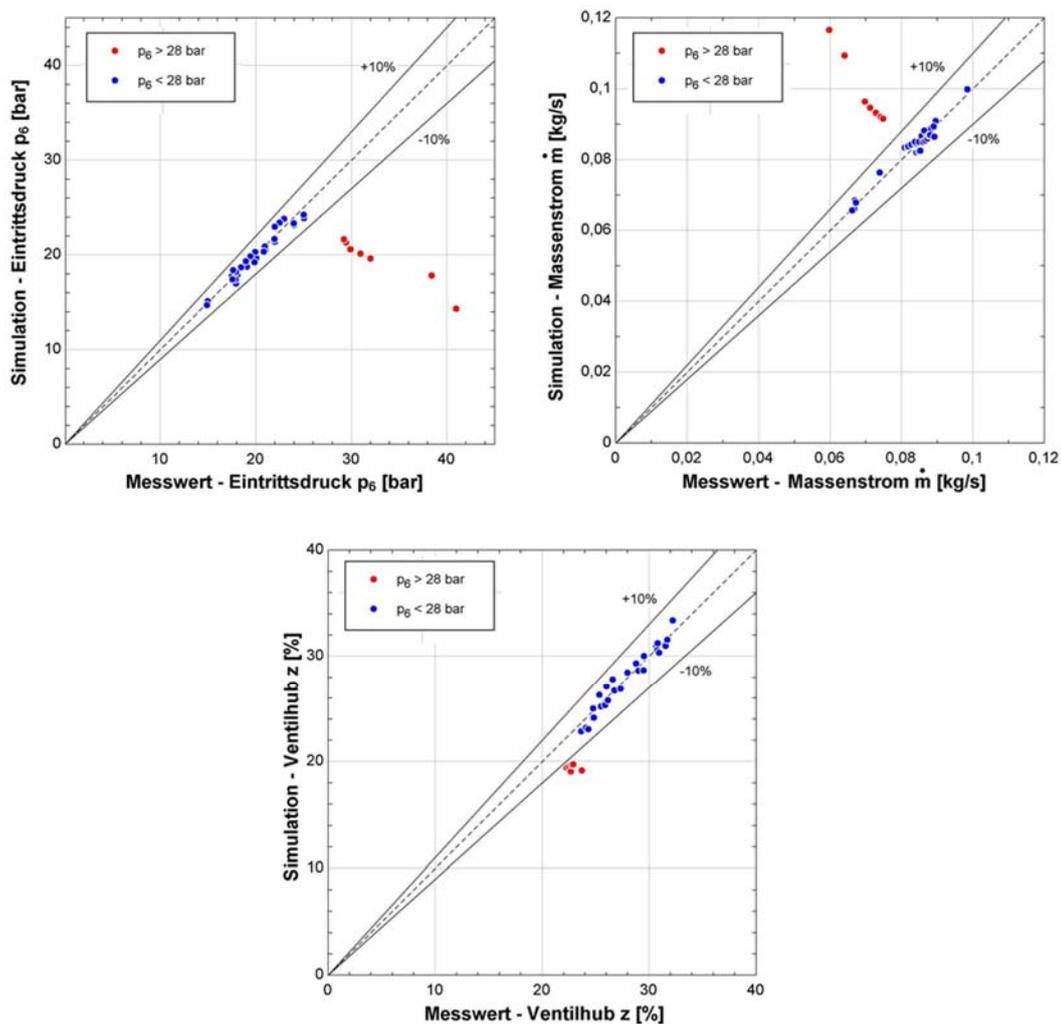


Abbildung 4.8 Simulation vs Messwert, Modell nach ÖNORM EN 60534 für Massenströme größer als 0,065kg/s

Fazit:

Das Simulationsmodell nach ÖNORM EN 60534 berücksichtigt im Gegensatz zum Bernoulli Ansatz die Durchflussbegrenzung mit dem Term Δp_{choked} . Dies führt zu einer deutlichen Erhöhung der Genauigkeit. Trotzdem ist auch dieses Modell bei Kältemittelmassenströmen kleiner als 0,065 kg/s beziehungsweise Ventilhuben von weniger als 22 % und hohen Eintrittsdrücken von mehr als 28 bar nicht hinreichend genau.

Da sowohl bei hohen als auch bei niedrigeren Drücken Durchflussbegrenzung im Einsatzbereich der HTWP auftritt, wäre eine Erklärung für die Abweichung bei kleinen Kältemittelmassenströmen ein stark geändertes Ventilverhalten ab einem Ventilhub von kleiner 22 %. Dies würde auch die Abhängigkeit der Werte für den Druckrückgewinnungsfaktor vom Ventilhub in Abbildung 4.6

erklären. Bei kleinen Kältemittelmassenströmen hat eine kleine Änderung des Ventilhubes schon eine große Änderung des Kältemittelmassenstroms und des Eintrittsdruckes zur Folge. Laut Hersteller sollte das analysierte EXV aber bis zu Ventilhuben von 10 % einsetzbar sein. Im aktualisierten Auslegetool von Carel (2020) sind allerdings Ventilhübe kleiner 25 % bereits rot hinterlegt. Das im Betrieb ein so kleiner Ventilhub auftritt, bei dem sich das Expansionsventil anders verhält, zeigt, dass das Expansionsventil überdimensioniert ist. Das dies tatsächlich der Fall ist, wird in Abschnitt 4.4 gezeigt. Das Simulationsmodell welches laut ÖNORM EN 60534 (2012) erstellt wurde, ist zumindest bei Ventilhuben größer als 22 % und Eintrittsdrücke kleiner als 28 bar zufriedenstellend genau.

4.3.3 Simulationsmodell nach Buckingham- π -Theorem

Aufbauend auf den Ergebnissen der bisher betrachteten Modelle wurde ein Simulationsmodell basierend auf dem Buckingham- π -Theorem erstellt. Dieses Modell soll das veränderte Ventilverhalten bei Ventilhuben kleiner als 22 % berücksichtigen sowie auch genauere Simulationswerte für hohe Eintrittsdrücke von mehr als 28 bar liefern. Laut Liu et al. (2018) lässt sich der Kältemittelmassenstromdurchfluss durch ein EXV mittels einer dimensionslosen Beziehung basierend auf dem Buckingham- π -Theorem (Buckingham, 1914) beschreiben. Dabei wird ein Potenzgesetz mit dimensionslosen, voneinander unabhängigen π -Gruppen ermittelt, um die Beziehung zwischen Kältemittelmassenstrom und dessen beeinflussende Parameter darzustellen.

Die außer den Betriebspunktabhängigen Größen des Kältemittels (Massenstrom, Eintrittsdruck und Ventilhub) noch zur Berechnung notwendigen Größen sind in Tabelle 4.4 ersichtlich. Sie wurden mithilfe der Stoffdatenbank von EES errechnet.

Tabelle 4.4 Buckingham- π -Theorem Ansatz – zur Berechnung benötigte Größen

Hersteller (Carel, 2017)	D_a	Drosselstellendurchmesser	5 mm
EES (2020)	p_c	Kritischer Druck von R600	38 bar
	t_c	Kritische Temperatur von R600	152° C

Die verwendeten π -Gruppen sind in Tabelle 4.5 aufgelistet. π_1 bis π_4 wurden von Liu et al. (2018) beschrieben und berücksichtigen Kältemittelmassenstrom, Geometrie des EXV, Eintrittsdruck und Eintrittstemperatur des Kältemittels. π_5 wurde zusätzlich definiert. Der Austrittsdruck p_7 sollte eigentlich bei Durchflussbegrenzung keinen Einfluss auf das Simulationsmodell ausüben. Später wird gezeigt, dass dies bei kleinen Kältemittelmassenströmen (Ventilhüben kleiner 22 %) nicht der Fall ist.

4 Betrachtung des Expansionsventils

Tabelle 4.5 Dimensionslose π -Gruppen des EXV-Modells (π_1 bis π_4 gemäß Liu et al., 2018)

π -Gruppe	Definition	berücksichtigter Einflussparameter
π_1	$\frac{\dot{m}}{D_e^2 \cdot \sqrt{\rho_6 \cdot (p_6 - p_{sat})}}$	Kältemittelmassenstrom
π_2	$\frac{D_e}{D_a}$	Äquivalenter Durchmesser
π_3	$\frac{T_6}{T_c}$	Eintrittstemperatur
π_4	$\frac{p_6}{p_c}$	Eintrittsdruck
π_5	$\frac{p_7}{p_c}$	Austrittsdruck

Aus diesen dimensionslosen π -Gruppen wird mittels des Buckingham- π -Theorems Gl. 4-20 angesetzt.

$$\pi_1 = a \cdot \pi_2^b \cdot \pi_3^c \cdot \pi_4^d \cdot \pi_5^e \quad \text{Gl. 4-20}$$

Daraus folgt, dass sich der Kältemittelmassenstrom \dot{m} nach Gl. 4-21 aus dem äquivalenten Durchmesser D_e , der Kältemitteldichte am Eintritt ρ_6 , dem Eintrittsdruck p_6 , dem Satttdampfdruck bei Eintrittstemperatur p_{sat} , dem Expansionsventildurchmesser D_a , der Eintrittstemperatur T_6 , dem Austrittsdruck p_7 sowie aus den Stoffwerten des Kältemittels der kritischen Temperatur T_c und des kritischen Druckes p_c berechnen lässt. Der Einfluss des Ventilhubes z wird mittels π_2 , das heißt mit D_e , gemäß Gl. 4-6 berücksichtigt.

$$\dot{m} = a \cdot D_e^2 \cdot \sqrt{\rho_6 \cdot (p_6 - p_{sat})} \cdot \left(\frac{D_e}{D_a}\right)^b \cdot \left(\frac{T_6}{T_c}\right)^c \cdot \left(\frac{p_6}{p_c}\right)^d \cdot \left(\frac{p_7}{p_c}\right)^e \quad \text{Gl. 4-21}$$

Die Konstanten a , b , c , d und e wurden mithilfe ermittelter Messdaten für minimale Abweichung zwischen simuliertem Rechenwert und gemessenem Massenstrom bestimmt. Dies erfolgte mithilfe von EES durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate für den berechneten Kältemittelmassenstrom. Da es nicht möglich war, das unterschiedliche Ventilverhalten für Ventilhube größer 22 %, kleiner 22 % und für Eintrittsdrücke von mehr als 28 bar mit nur einem Konstantensatz hinreichend genau abzudecken, wurden 3 unterschiedliche Konstantensätze ermittelt. Die Werte der unterschiedlichen Konstantensätze sind in Tabelle 4.6 aufgelistet.

Zur Bestimmung der Konstantensätze wurde nur eine Auswahl charakteristischer Messdaten verwendet. Je zwölf für den Bereich mit einem Ventilhub von größer 22 % und kleiner 22 % und fünf für Eintrittsdrücke von über 28 bar. Eine genaue Auflistung dieser verwendeten 31 Messdaten ist in Anhang A1 angeführt. Um das Modell zu validieren, wurden wieder alle 111 Messdaten bei der Auswertung eingesetzt.

4 Betrachtung des Expansionsventils

Tabelle 4.6 Konstanten für unterschiedliches Ventilverhalten

berücksichtigter Einflussparameter	Konstante	Ventilhub z < 22 %	Ventilhub z > 22 %	Eintrittsdruck p_6 > 28 bar
Kältemittelmassenstrom	a	2,637	1,284	2
Äquivalente Durchmesser	b	-0,1285	0,2682	-1,662
Eintrittstemperatur	c	1,763	1,282	0,914
Eintrittsdruck	d	-1,102	-0,1577	-1,328
Austrittsdruck	e	1,292	-0,02077	1,49

Wie bereits mehrfach erwähnt, dürfte der Austrittsdruck bei Durchflussbegrenzung allerdings keinen Einfluss haben und so wie bei Ventilhuben größer 22 % vernachlässigbar sein. Dass dies nicht der Fall ist, wird dadurch begründet, dass bei kleinen Kältemittelmassenströmen der Einfluss weiterer nicht betrachteter Einflussgrößen der Anlage der HTWP bedeutender ist. In Abbildung 4.9 ist beispielhaft der Vergleich von Simulation und Messwert des Kältemittelmassenstroms mit $\pi_5=1$ dargestellt. Es ist deutlich erkennbar, dass dies bei Kältemittelmassenströmen größer 0,065 kg/s nicht der Genauigkeit schadet. Mit kleiner werdendem Kältemittelmassenstrom wird die Simulation allerdings ungenauer.

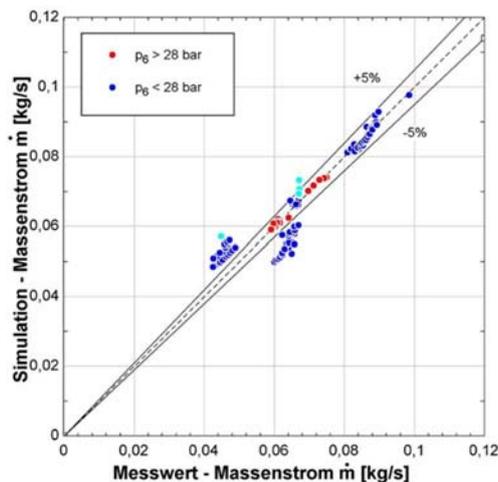


Abbildung 4.9 Simulation vs Messung, Modell nach Buckingham- π -Theorem Ansatz ohne Berücksichtigung vom Austrittsdruck p_7 ($\pi_5=1$)

In Abbildung 4.10 ist der Vergleich von Simulation und Messung für die Größen Kältemittelmassenstrom \dot{m} (als Funktion von Ventilhub und Eintrittsdruck), Eintrittsdruck p_6 (als Funktion von Kältemittelmassenstrom und Ventilhub) und Ventilhub z (als Funktion von Kältemittelmassenstrom und Eintrittsdruck) dargestellt. Das Simulationsmodell ist im Vergleich

4 Betrachtung des Expansionsventils

zu dem mittels Bernoulli Ansatz und dem nach ÖNORM EN 60534 erstellten Modell viel genauer und berücksichtigt auch das unterschiedliche Ventilverhalten. Die relative Abweichung liegt innerhalb von $\pm 5\%$. Einzige Ausnahme sind einige Punkte bei der Berechnung des Ventilhubes. Dies ist aber auf Schwankungen der Regelung zurückzuführen. Die roten Punkte entsprechen Betriebspunkten bei trans-kritischer Prozessführung bzw. bei Eintrittsdrücken größer 28 bar. Die hellblauen Punkte sind Betriebspunkte, welche bei fixiertem Ventilhub gemessen wurden, das heißt bei deaktivierter Hochdruckregelung.

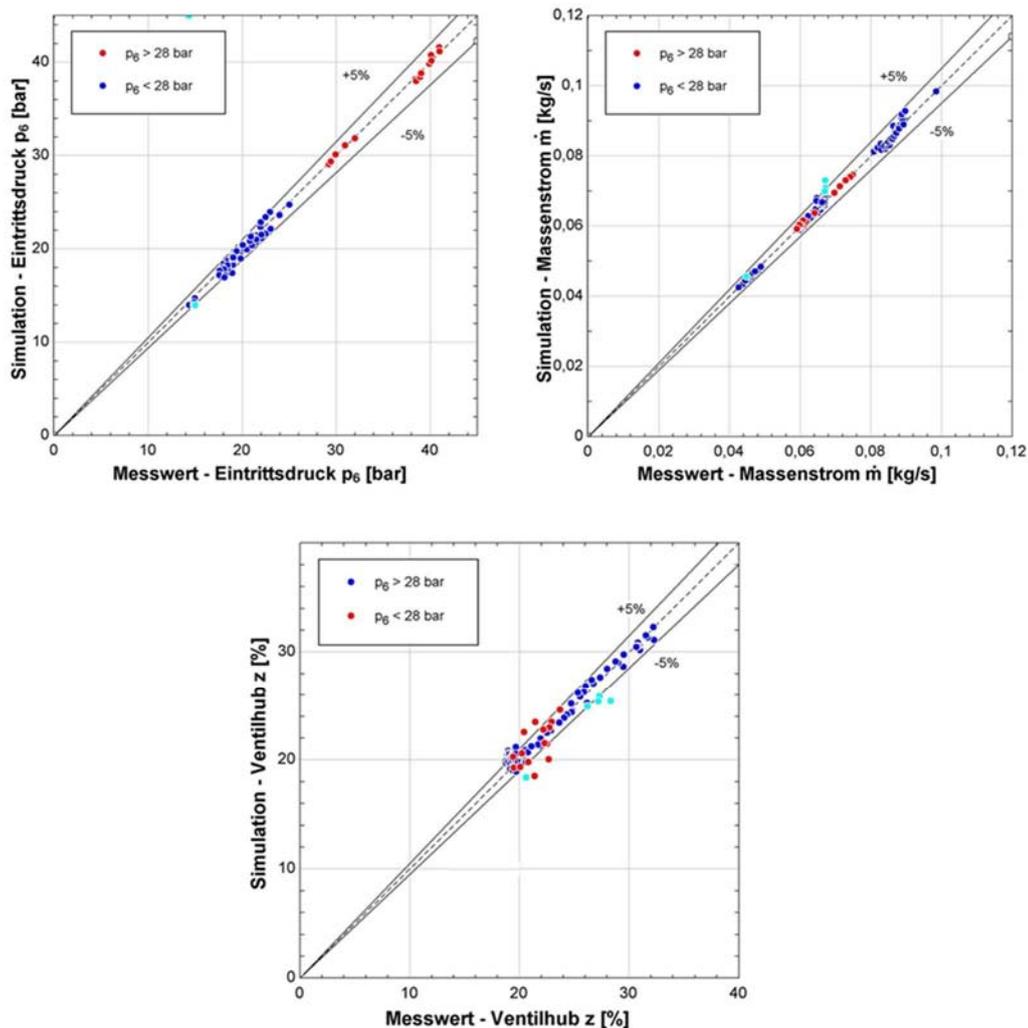


Abbildung 4.10 Simulation vs Messung, Modell nach Buckingham- π -Theorem Ansatz mit Berücksichtigung vom Austrittsdruck p_7

In Absolutwerten bedeutet dies eine Abweichung von ± 1 bar für den Eintrittsdruck p_6 . Der Großteil der Werte liegt sogar bei $\pm 0,5$ bar. Die absolute Abweichung des Kältemittelmassenstroms \dot{m} liegt bei $\pm 0,0025$ kg/s. Die Abweichung des Ventilhubes z liegt bei trans-kritischen Betriebspunkten bei $\pm 2,5$ %-Punkten und bei den übrigen bei ± 1 %-Punkte.

Für den Eintrittsdruck liegen 85 % der berechneten Werte innerhalb der Abweichungsgrenze von ± 5 % der Messwerte. Bei dem mittels der Simulation berechneten Kältemittelmassenstrom liegen 96 % und bei dem bestimmten Ventilhub liegen 86 % innerhalb dieser Grenze.

Das Modell nach diesem Ansatz ist nur bei Kältemittelmassenströmen über 0,04 kg/s ausreichend genau. Bei Betriebspunkten mit niedrigeren Kältemittelmassenströmen, welche nur bei Frequenzen von 35 Hz auftreten, konnte selbst mit dem Buckingham- π -Theorem Ansatz keine ausreichend genaue Simulation erfolgen.

4.4 Vergleich mit Hersteller-Auslegetool

Im Folgenden erfolgt ein Vergleich des vom Hersteller Carel angebotenen Online-Auslegetools (Carel, 2020) mit dem im Abschnitt 4.3.3 beschriebenen Simulationsmodell mittels Buckingham- π -Theorem Ansatz. Das beschriebene Auslegetool besteht in dieser Form erst seit kürzerer Zeit, die Auslegung des in der analysierten HTWP verwendeten EXV erfolgte mit der Vorgängerversion. Zunächst wird das Auslegetool des Herstellers kurz beschrieben und im Anschluss mit dem Simulationsmodell mit Buckingham- π -Theorem Ansatz verglichen.

4.4.1 Beschreibung Auslegetool Hersteller

Als erster Schritt muss der Einsatztyp des Expansionsventils ausgewählt werden. Es stehen verschiedene Betriebszwecke (beispielsweise Standard-Expansionsventil, Überhitzungs-Expansionsventil, Expansionsventile für CO₂ als Kältemittel) zur Auswahl, je nach gewähltem Typ sind andere Betriebsparameter zur Auslegung anzugeben. Für den Vergleich wurde als Einsatzzweck ein Standard-Expansionsventil ausgewählt. Zur Auslegung notwendige Größen sind:

- Verwendetes Kältemittel
- Kälteleistung (Verdampferleistung) in kW
- Verdampfungstemperatur in °C
- Kondensationstemperatur in °C
- Druckverlust im Wärmetauscher auf Hochdruckseite (Kondensator) und auf Niederdruckseite (Verdampfer) in bar
- Unterkühlung am Ventileintritt in K

Aus diesen Parametern wird ein $\log(p)/h$ -Diagramm erstellt und eine Liste der einsetzbaren Expansionsventile angezeigt. Für jedes einsetzbare Ventil wird der Betriebspunkt in % des Ventilhubes angegeben. Außerdem wird ein Diagramm erstellt, auf dem die Kälteleistung in Abhängigkeit des Ventilhubes aufgetragen ist. Auf dieser Linie ist der für die eingegebenen Parameter berechnete Betriebspunkt eingezeichnet. Dieser entspricht dem Ventilhub, um die eingegebene Verdampferleistung zu erreichen.

Es ist möglich mehrere Betriebspunkte der Wärmepumpenanlage einzugeben. Dadurch können mehrere Kreisläufe im $\log(p)/h$ -Diagramm erzeugt und unterschiedliche Betriebspunkte berechnet werden. So kann die Liste der einsetzbaren Ventile weiter gefiltert werden. In Abbildung 4.11 ist das mithilfe des Auslegetools erstellte $\log(p)/h$ -Diagramm von R600 für das in dieser Arbeit analysierte EXV bei verschiedenen Betriebspunkten dargestellt. Rechts sind die Kälteleistungen als Funktion der Ventilhübe mit den jeweiligen Betriebspunkten ersichtlich.

4 Betrachtung des Expansionsventils

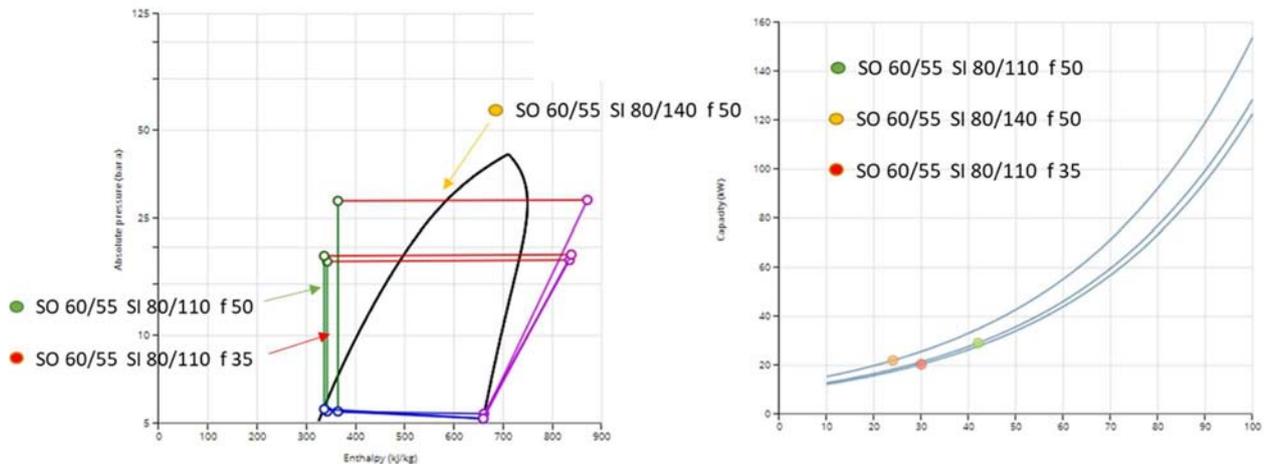


Abbildung 4.11 log(p)/h-Diagramm (links) und Kälteleistung als Funktion des Ventilhubes verschiedener Betriebspunkte des untersuchten Expansionsventils (E3V45BSR10) (rechts), erstellt durch Hersteller-Auslegetool (Carel, 2020)

Die zur Erstellung eingegebenen Größen beziehen sich auf Messdaten. Die Betriebspunkte sind in Tabelle 4.7 aufgelistet und mithilfe der Ein- und Austrittstemperaturen der Wärmequelle $t_{SO,in}$ und $t_{SO,out}$ sowie der Wärmesenke $t_{SI,in}$ und $t_{SI,out}$, der Ausgangsfrequenz des FU f , dem Eintrittsdruck p_6 , der Kälteleistung \dot{Q}_{evap} sowie der Kondensationstemperatur t_{cond} und der Verdampfungstemperatur t_{evap} angegeben.

Tabelle 4.7 Verwendete Betriebspunkte für Vergleich mit Hersteller-Auslegetool

	$t_{SO,in}$ [°C]	$t_{SO,out}$ [°C]	$t_{SI,in}$ [°C]	$t_{SI,out}$ [°C]	f [Hz]	p_6 [bar]	\dot{Q}_{evap} [kW]	t_{cond} [°C]	t_{evap} [°C]
●	60	55	80	110	50	19,0	28,77	111,6	51,1
●	60	55	80	140	50	29,3	21,74	136,3	51,9
●	60	55	80	110	35	18,2	20,31	109,2	53,8

Bei niedrigeren Quellentemperaturen von beispielsweise 50 °C oder 40 °C wäre der Kältemittelmassenstrom und auch die Verdampferleistung geringer. In dieser aktualisierten Version des Auslegetools wird für solche Betriebspunkte das in der HTWP verbaute EXV nicht mehr vorgeschlagen (zumindest nicht für eine Frequenz von 50 Hz und darunter) und konnten somit nicht betrachtet werden. Dies zeigt bereits, dass das verwendete EXV für Betriebspunkte bei geringeren Kältemittelmassenströmen zu groß ist. Weiters ist anzumerken, dass Betriebspunkte bei Ventilhuben von 25 % und kleiner im aktualisierten Auslegetool rot hinterlegt werden.

4.4.2 Vergleich mit Simulationsmodell

Bei Verwendung des Simulationsmodells gemäß Buckingham- π -Theorem Ansatz von Abschnitt 4.3.3 muss als Erstes ausgewählt werden, welche Größe errechnet werden soll. Es ist möglich den Kältemittelmassenstrom, den Eintrittsdruck oder den Ventilhub zu ermitteln. Um einen Vergleich zum Auslegetool zu schaffen, werden im Folgenden mithilfe des Simulationsmodells die Ventilhübe für verschiedene Betriebspunkte berechnet. Im Gegensatz zum Auslegetool des Herstellers sind zur Berechnung nur folgende Größen nötig:

- Eintrittstemperatur in °C
- Eintrittsdruck in bar (Hochdruck der Wärmepumpe)
- Austrittsdruck in bar (Niederdruck der Wärmepumpe)
- Kältemittelmassenstrom in kg/s

Es wurden die gleichen Messdaten herangezogen wie beim Auslegetool. In Tabelle 4.8 ist die Gegenüberstellung des Ventilhubes von Messungen, Auslegetool und Simulation aufgelistet. Es ist deutlich zu sehen, dass die gemessenen Werte deutlich kleiner als die vom Hersteller ausgelegten sind. Dies erklärt die Überdimensionierung des EXV. Eine Ausnahme bildet der Messpunkt mit einem Hochdruck von über 28 bar. Betrachtet man Abbildung 4.11, sieht man, dass sich der zugehörige gelbe Arbeitspunkt bereits am unteren Ende der Kennlinie befindet. Die mithilfe der Simulation ermittelten Werte befinden sich innerhalb der Abweichungsgrenze von kleiner 1%-Punkte.

Tabelle 4.8 Gegenüberstellung Ventilöffnung aus Messdaten vs Hersteller-Auslegetool und Simulation

	Ventilhub laut Messung [%]	Ventilhub laut Auslegetool [%]	Ventilhub laut Simulation [%]
● SO 60/55 SI 80/110 f 50	29	42	29
● SO 60/55 SI 80/140 f 50 (Hochdruck von über 28 bar)	22	24	21
● SO 60/55 SI 80/110 f 35	22	30	22

Der direkte Vergleich eines trans-kritischen Messpunktes mit dem Auslegetool war nicht möglich, da das verwendete Expansionsventil in der aktualisierten Version des Auslegetools ebenfalls nicht vorgeschlagen wurde und somit trans-kritische Betriebspunkte nicht berechenbar waren. An dieser Stelle sollte angemerkt werden, dass im Online-Auslegetool des Herstellers auch als Betriebszweck Hochdruckregelung ausgewählt werden könnte. Dies ist allerdings nur für das Kältemittel CO₂ möglich. Laut Liu et al. (2018) ist CO₂ auf Grund seiner Eigenschaften allerdings nicht mit anderen Kältemittel vergleichbar. Eingabegrößen wären für diesen Betriebszweck im Auslegetool der Kältemittelmassenstrom, die Kondensationstemperatur, die Unterkühlung am Eintritt sowie ebenfalls der Niederdruck der Wärmepumpenanlage (entspricht dem Austrittsdruck des Expansionsventils).

Zusammenfassend kann über das Auslegetool gesagt werden, dass auch das aktualisierte Auslegetool des Herstellers noch zu große Ventilhübe für den jeweiligen Betriebspunkt berechnet. Dies führt zu einer Überdimensionierung. Die Simulation nach dem Buckingham- π -Theorem Ansatz liefert genauere Ergebnisse.

5 ANWENDUNGSBEISPIELE

In diesem Kapitel werden zwei mögliche Industrieprozesse als Beispiele angeführt, die mit der HTWP versorgt werden könnten. Zunächst wird das allgemeine Vorgehen erklärt. Danach wird der Beispielprozess und die jeweilige Integration der HTWP beschrieben. Zum Schluss wird auf das Potential der HTWP hinsichtlich der Energieeinsparung und der CO₂-Emission eingegangen.

Laut Schlosser et al. (2020) sind trans-kritische HTWP besser für kleine Wärmequellen- und große Wärmesenkenspreizungen geeignet. Die geforderte Wärmesenktemperatur ist entscheidend für die Auslegung einer Wärmepumpe.

Die Auslegung einer Wärmepumpe erfolgt entweder nach benötigter Heiz- (\dot{Q}_{SI}) oder Kälteleistung (\dot{Q}_{SO}). Dafür muss bezugnehmend auf Gl. 2-1 die hier angeführte Gl. 5-1 erfüllt sein. Die Heizleistung \dot{Q}_{SI} ist – unter Vernachlässigung von Verlusten – die Summe der Verdampferleistung \dot{Q}_{SO} und der elektrischen Leistung des Kompressors P_{el} .

$$\dot{Q}_{SI} = \dot{Q}_{SO} + P_{el} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Bei den nachfolgend beschriebenen Industrieprozessen wurde die Wärmesenkenseite genauer betrachtet und berechnet. Für die Wärmequellenseite wurden lediglich Temperaturen und nutzbare Abwärmeströme definiert, aus denen die erforderliche Wärmeleistung an die HTWP abgegeben wird.

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Industrieprozesse wurden einige Annahmen und Vereinfachungen sowohl bei der Integration in die Industrieprozesse als auch bei den Berechnungen der zur Auslegung der HTWP benötigten Parameter getroffen. Sämtliche berechnete Leistungen sind daher im Folgenden nur als Beispiele zu verstehen und sollen exemplarisch mögliche Einsatzgebiete aufzeigen.

Die elektrische Kompressorleistung P_{el} kann nach Gl. 5-2 basierend auf Gl. 2-2 aus dem COP für Heizbetrieb COP_h und der Heizleistung \dot{Q}_{SI} ermittelt werden. Der COP, die Heizleistung und die elektrische Kompressorleistung wurden aus vergleichbaren Betriebspunkten experimentell mit der in Abschnitt 3.1 beschriebenen HTWP ermittelt.

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_{SI}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Mithilfe von Gl. 5-1 und Gl. 5-2 ergibt sich die nötige Verdampferleistung, welche durch Abwärme der Industrieprozesse gedeckt werden sollte. Die einzelnen Wärmeströme \dot{Q} , welche in den Prozessen auftreten, berechnen sich allgemein laut Gl. 5-3 aus dem Massenstrom \dot{m}_M des jeweiligen Mediums, der spezifischen Wärmekapazität c_M und der Spreizung ΔT .

$$\dot{Q} = \dot{m}_M \cdot c_M \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 5-3}$$

Die folgenden Anwendungsfälle wurden auf Basis von einer Literaturrecherche erstellt. Die beschriebenen Prozesse sind aus dem Bereich der Lebensmittelindustrie, da es dort, wie in Abschnitt 2.5 beschrieben, ein großes Anwendungspotential für eine HTWP gibt. Für beide Fälle kann als Heizmedium sowohl Dampf als auch flüssiges Wasser eingesetzt werden. Bei der Betrachtung folgender Fälle wurde vereinfachend Wasser als Heizmedium verwendet.

5.1 Sterilisation

Laut Pujol et al. (2013) entfallen von der Gesamtanzahl der jährlich produzierten Liter aseptischer Prozesse im Lebensmittelbereich 39 % auf Milchprodukte. Fellows (2017) bezeichnet aseptische Prozesse als Sterilisationsvorgang mittels Hitze bevor der ebenfalls steril ablaufenden Verpackung.

Ein Verfahren dieser Prozesse ist das Ultra-Hoch-Temperatur(UHT)-Verfahren. Dabei wird das zu sterilisierende Produkt auf so hohe Temperaturen erhitzt, dass alle Mikroorganismen zerstört werden. Dadurch wird die Milch selbst ohne gekühlte Lagerung deutlich länger haltbar. Die Milch muss dazu auf 130 °C bis 140 °C erhitzt und bei dieser Temperatur für 2 s bis 5 s gehalten werden. Nach dem Abkühlen der Milch erfolgt eine aseptische Verpackung. Bei der auf diese Weise hergestellten Milch handelt es sich um sogenannte H-Milch. Dies ist eine Milch, die bei Raumtemperatur länger haltbar ist. Der Temperaturbereich während dieses Sterilisationsvorganges ist dabei deutlich höher als bei der gewöhnlichen Pasteurisierung. (TetraPak, 2020).

Die Wärmeübertragung auf die zu sterilisierende Milch erfolgt gemäß Fellows (2017) entweder direkt durch Dampfeinspritzung oder indirekt über Wärmetauscher mit Wasser als Heizmedium.

Zur Verpackung von Milch werden in den meisten Fällen Kartons oder Glasflaschen verwendet. Zur Reinigung von Glasflaschen muss Wasser laut Fellows (2017) auf bis zu 70 °C erhitzt werden. Das warme Abwasser kann als Wärmequelle für die HTWP dienen.

Die genauere Betrachtung mit Annahmen und Berechnungen des Prozesses, um die nötigen Parameter zur Integration der HTWP zu ermitteln, sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Die nötigen Wärmeleistungen wurden anhand von Gl. 5-3 bestimmt.

5 Anwendungsbeispiele

Tabelle 5.1 Angenommene und berechnete Werte für den Sterilisationsprozess

Medium	Prozessgröße	Werte	Quelle
Milch	Temperatur der vorgewärmten Milch	60 °C	angenommen
	Temperatur der Milch bei Sterilisation	135 °C	TetraPak (2020)
	spezifische Wärmekapazität Milch	3,85 kJ/(kgK)	GDV (2020)
	Massenstrom Milch	0,01 kg/s	angenommen
	benötigte Wärmeleistung zur Erwärmung	26,8 kW	berechnet nach Gl. 5-3
	minimale Temperaturdifferenz zwischen Milch und Wasser	5 K	angenommen

In Abbildung 5.1 ist ein Schema zur Integration der HTWP in den Sterilisationsprozess dargestellt. In der Wärmesenke wird Wasser von 80 °C auf 140 °C erwärmt. Das heiße Wasser erhitzt mittels eines Wärmetauschers durchgehend die vorgewärmte Milch von 60 °C auf 135 °C. Als Wärmequelle wird das Abwasser der Flaschenreinigung verwendet. Um den konstanten Vorlauf von 60 °C und den Rücklauf von 55 °C zu halten, ist eventuell ein zentraler Wasserspeicher einzuplanen.

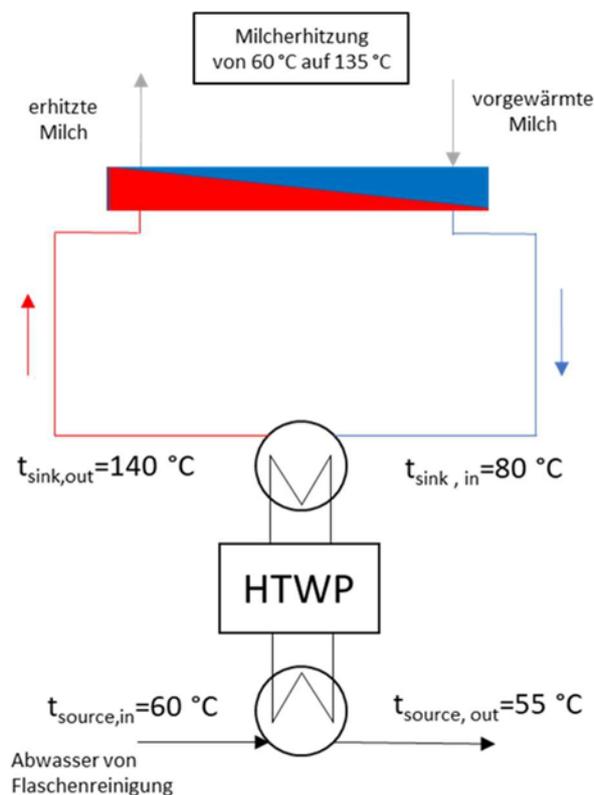


Abbildung 5.1 Schema der Einbindung der HTWP in einen Sterilisationsprozess

5 Anwendungsbeispiele

Das sich aus den Daten von Tabelle 5.1 ermittelte t/\dot{Q} -Diagramm ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Zusätzlich sind die sich daraus ergebenden erforderlichen Temperaturen und Wärmeleistungen des Heizmediums Wasser und des Kondensators der HTWP eingezeichnet.

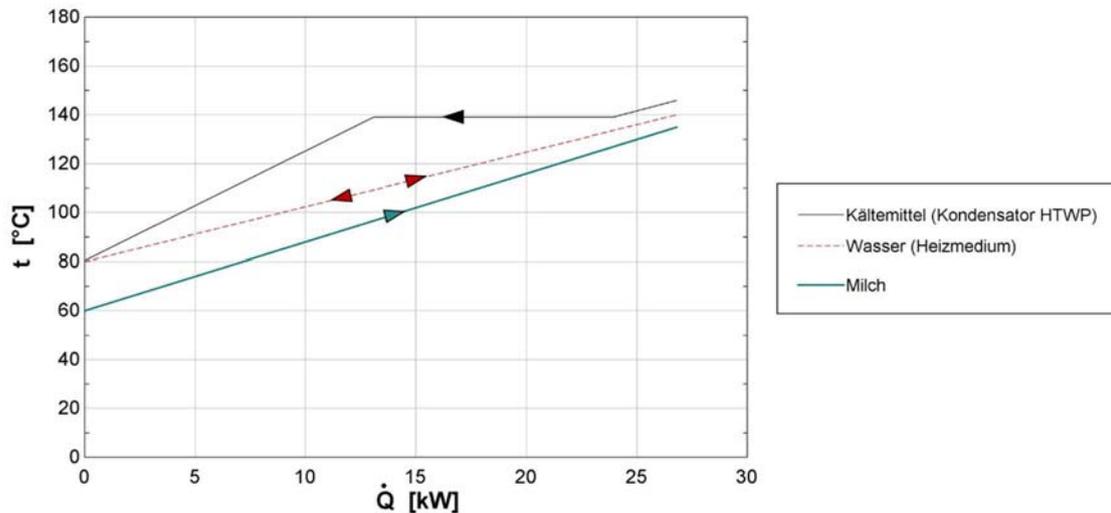


Abbildung 5.2 t/\dot{Q} -Diagramm des Kältemittels im Kondensator, des Heizmediums und der erhitzten Milch. Die dadurch ermittelten notwendigen Parameter für die Integration der HTWP in den Sterilisationsprozess sind in Tabelle 5.2 zusammenfassend aufgelistet. Die Leistung der Wärmequelle ergibt sich aus der elektrischen Leistung des Kompressors (basierend auf Messdaten aus gemessenen Betriebspunkten der HTWP) und der benötigten Heizleistung der Wärmesenke (siehe Gl. 5-1 und Gl. 5-2).

Tabelle 5.2 Benötigte Auslegungsparameter der HTWP-Integration in den Sterilisationsprozess

	Wärmequelle	Wärmesenke
Medium	Wasser	Wasser
Vorlauftemperatur	60 $^{\circ}\text{C}$	140 $^{\circ}\text{C}$
Rücklauftemperatur	55 $^{\circ}\text{C}$	80 $^{\circ}\text{C}$
Wärmeleistung \dot{Q}_{SO} bzw. \dot{Q}_{SI}	20,4 kW	26,8 kW

5.2 Extrusion Cooking

„Extrusion Cooking“ ist ein kontinuierlicher Prozess, der mehrere Schritte (z.B. Mixen, Kochen, Kneten) umfasst. Mithilfe von Extrusion Cooking können eine Vielzahl von Lebensmitteln hergestellt werden. Beispiele dafür sind Nudeln, Kekse, Knabbergebäck, Knäckebrot aber auch Tiernahrung. Hauptbestandteil des Extrusion Cooking Prozesses ist der Extruderzylinder. In dieses Gefäß werden die Rohmaterialien gegeben und mithilfe von einer oder mehreren Schrauben vorangetrieben. Durch Volumenverringerung am Ende des Extruderzylinder wird die Nahrung durch die Spindeln unter Druck in eine plastifizierte Masse geknetet und in Form gepresst. Zusätzlich erfolgt eine Erhitzung des Extruderzylinders durch Reibungswärme aber auch durch extern zugeführte Wärme. Die externe Erhitzung erfolgt entweder durch elektrische Heizung, durch direkte Dampfeinspritzung oder durch Erhitzung der Wände des Extruderzylinders oder der Schrauben mittels Durchströmung mit einem Heizmedium, wobei allein durch Reibungswärme bereits hohe Temperaturen erreicht werden können. (Fellows, 2017)

In Abbildung 5.3 ist schematisch das Grundprinzip des Extrusion Cooking dargestellt. Das Rohmaterial wird hinzugegeben und durch die Schrauben kontinuierlich vorangetrieben. Die Wände werden als „Heating jacket“ mit einem Heizmedium durchströmt und erwärmen die Masse im Extruderzylinder.

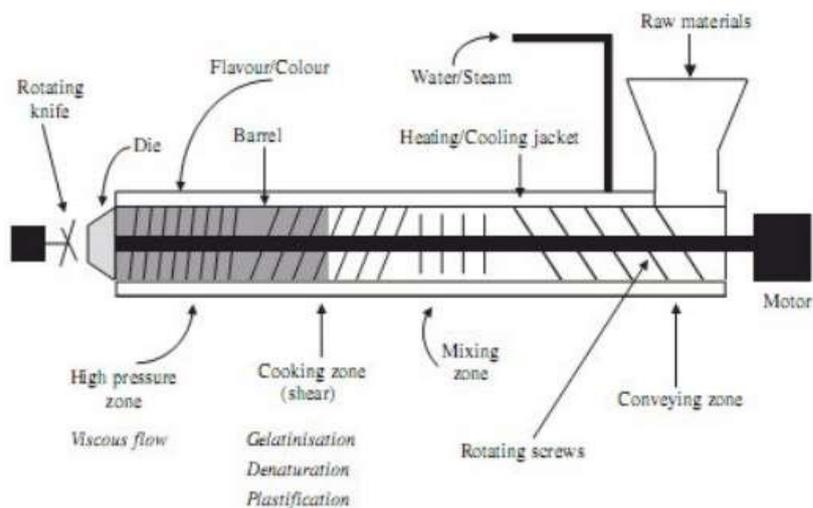


Abbildung 5.3 Grundprinzip eines Extruderzylinder (Oonsivilai et al., 2008)

Je nach thermischen (Wärmezufuhr) und mechanischen (Schraubgeschwindigkeit, Volumen) Komponenten können unterschiedliche Kochvorgänge durchgeführt werden. (Guy, 2001)

Bei dem im Folgenden beschriebenen Prozess handelt es sich um einen Extrusion Cooking Prozess zur Herstellung von Knäckebrot. Laut Guy (2001) muss der Teig dabei auf 150 °C erwärmt werden. Als Medium zum Erhitzen der Wände des Extruderzylinders wurde in dem hier betrachteten Anwendungsbeispiel Wasser angenommen.

In Tabelle 5.3 sind die getroffenen Annahmen und Berechnungsergebnisse für die Auslegung der HTWP für den Extrusion Cooking Prozess aufgelistet. Neben den Annahmen wurden einige Vereinfachungen getroffen. Die nötige, dem Extruderzylinder zugeführte Wärme ermöglicht eine Anhebung von der durch Reibung erzeugten Temperatur auf die erforderliche Teigtemperatur. Ein längeres Halten dieses Temperaturniveaus wird nicht berücksichtigt. Außerdem wurde angenommen, dass die dem Extruderzylinder zugeführte Wärmemenge, exakt der Wärmemenge entspricht, die von dem erhitzten Wasser der HTWP stammt. Dies bedeutet, dass keine Verluste auftreten würden. Da es laut Moscicki (2011) aber keine strengen und genauen Vorgaben hinsichtlich des Temperaturbereiches gibt und dieser für die jeweilige Maschine und das damit erzeugte Produkt meist empirisch ermittelt wird, wurden diese Punkte vernachlässigt. Die benötigten Wärmeleistungen wurden anhand von Gl. 5-3 bestimmt.

Tabelle 5.3 Angenommene und berechnete Werte für den Extrusion Cooking Prozess

Prozess	Prozessgröße	Werte	Quelle
Teig	spezifische Wärmekapazität Teig	2,72 kJ/(kg K)	Fellows (2017)
	Teigtemperatur nur durch Reibung	90 ° C	Guy (2001)
	erforderliche Teigtemperatur	150° C	Guy (2001)
	Teigmassenstrom	0,12 kg/s	angenommen
	im Extruderzylinder zugeführte Wärmeleistung durch Erhitzen über die Wände	19,0 kW	berechnet nach Gl. 5-3

Nach dem eigentlichen Extrusionsvorgang im Extruderzylinder muss das Knäckebrot mittels eines Bandrockners getrocknet werden, um die charakteristische knusprige Konsistenz zu erhalten. Dabei wird der Feuchtegehalt des Knäckebrotteiges von 10 % auf 6 % reduziert. (Guy, 2001)

Gemäß Guy (2001) beträgt die Lufttemperatur bei Bandrocknern zwischen 140 °C und 160 °C. Um diesen Temperaturbereich zu erreichen wird Frischluft auf die entsprechenden Temperaturen erwärmt. Da die detaillierte Auslegung eines Bandrockners den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde, wird vereinfacht angenommen, dass ein Teil der dazu nötigen Luft mittels der HTWP vorgewärmt wird, um die Rücklauftemperaturen wieder auf 80 °C zu kühlen. Die restliche Zuluft wird zusätzlich zum Extruderzylinder beheizt. Zum besseren Verständnis dieses Vorganges siehe Abbildung 5.4. In Tabelle 5.4 sind die Berechnungsgrößen und Annahmen zur Bestimmung der zur Lufterwärmung abgegebenen Wärmeleistung aufgelistet. Der mit dieser Wärmeleistung mögliche aufwärmbare Luftstrom ist abhängig vom Zustand der Frischluft. Für genauere Informationen zur Auslegung des Bandrockners siehe Heindl (2016).

5 Anwendungsbeispiele

Tabelle 5.4 Angenommene und berechnete Werte für die Lufterwärmung

Prozess	Prozessgröße	Werte	Quelle
Lufterwärmung	Lufttemperatur vor Erwärmung	20 °C	angenommen
	Lufttemperatur nach Erwärmung	85 °C	angenommen
	abgegeben Wärmeleistung für Luftvorwärmung	4,3 kW	berechnet nach Gl. 5-3

Aus diesen Informationen wurde das in Abbildung 5.4 dargestellte Schema zur Integration der HTWP mit den gewählten Parametern erstellt. Die HTWP heizt Wasser in der Wärmesenke kontinuierlich von 80 °C auf 160 °C auf. Das heiße Wasser durchströmt die Wände des Extruderzylinders in der „Heating Jacket“ und führt dem Teig Wärme zu. Um die Heizwassertemperatur auf 80 °C abzukühlen wird ein Teil der Frischluft für die benötigte Heißluft im Bandrockner vorgewärmt. Für die der HTWP in der Wärmequelle zugeführten Wärme wird die warme Abluft des Bandrockners verwendet. Diese beheizt einen zentralen Abwärmespeicher, um die Quelltemperatur konstant zu halten und Lastspitzen abzudecken. Die Vorlauftemperatur des Verdampfers beträgt 60 °C. Der Rücklauf beträgt 55 °C.

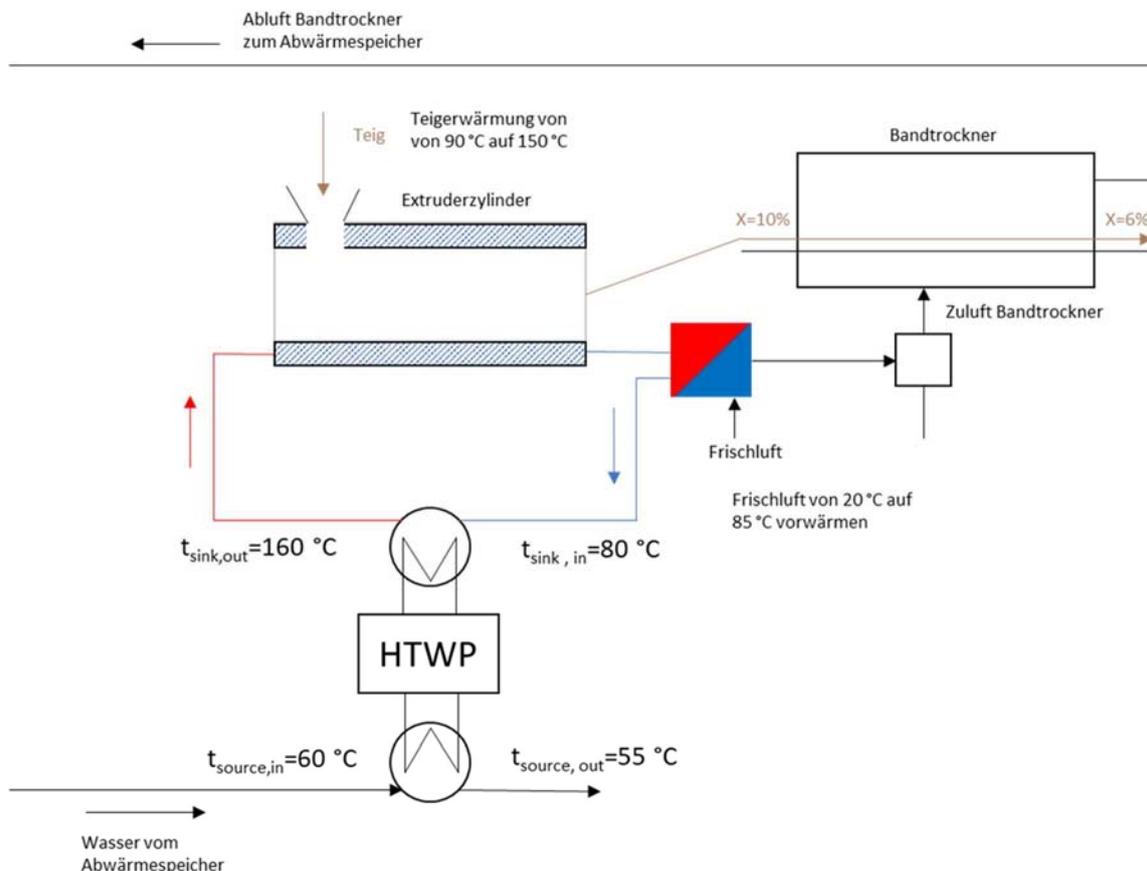


Abbildung 5.4 Schema der Einbindung der HTWP in einen Extrusion Cooking Prozess

Das aus diesen Daten ermittelte t/\dot{Q} -Diagramm ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Zusätzlich sind die sich daraus ergebenden erforderlichen Temperaturen und Wärmeleistungen des Heizmediums Wasser und des Kondensators der HTWP eingezeichnet. Auf Grund der hohen Temperaturen wird dabei eine trans-kritische Prozessführung benötigt.

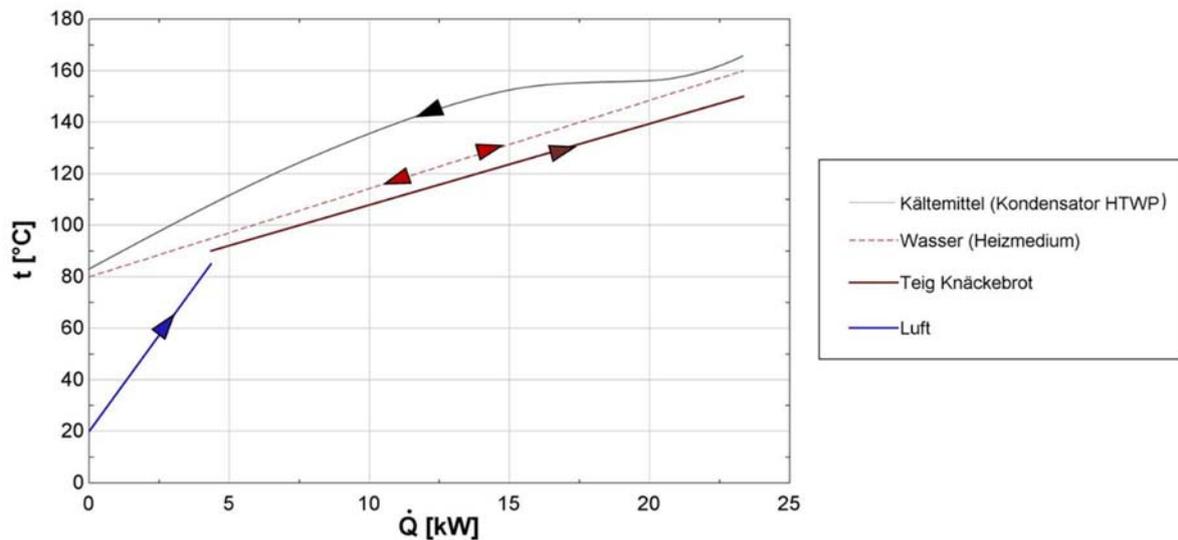


Abbildung 5.5 t/\dot{Q} -Diagramm des Kältemittels im Kondensator, des Heizmediums und der vorgewärmten Luft sowie dem erhitzten Knäckebrotteig

Die dadurch ermittelten notwendigen Parameter für die Integration der HTWP in den Extrusion Cooking Prozess sind in Tabelle 5.5 zusammenfassend aufgelistet. Der Wärmesenkenmassenstrom wurde nach Gl. 5-3 ermittelt. Die Leistung der Wärmequelle ergibt sich aus der elektrischen Leistung des Kompressors (basierend auf Messdaten aus gemessenen Betriebspunkten der HTWP) und der benötigten Heizleistung der Wärmesenke (siehe Gl. 5-1 und Gl. 5-2).

Tabelle 5.5 Benötigte Auslegungsparameter der HTWP-Integration in den Extrusion Cooking Prozess

	Wärmequelle	Wärmesenke
Medium	Wasser	Wasser
Vorlauftemperatur	60 °C	160 °C
Rücklauftemperatur	55 °C	80 °C
Wärmeleistung \dot{Q}_{SO} bzw. \dot{Q}_{SI}	17,6 kW	23,3 kW

5.3 Energiebilanz und ökologische Bewertung der Beispielprozesse

Wie bereits erwähnt wurde die Wärmeleistung der Wärmequelle anhand von Messdaten über den COP – basierend auf mithilfe der betrachteten HTWP gemessenen Betriebspunkten – ermittelt. Die Temperaturen dieser Betriebspunkte entsprechen denen in den Beispielprozessen. Die leicht abweichenden Leistungen wurden vernachlässigt, da laut Verdnik et al. (2020) der Einfluss der Kompressordrehzahl auf den COP gering ist. Der COP beider Anwendungsbeispiele ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Der COP des Sterilisationsprozesses der Milch ist deutlich höher, bei diesem Prozess werden aber auch geringere Temperaturen benötigt, wohingegen für den Extrusion Cooking Prozess eine trans-kritische Prozessführung nötig ist.

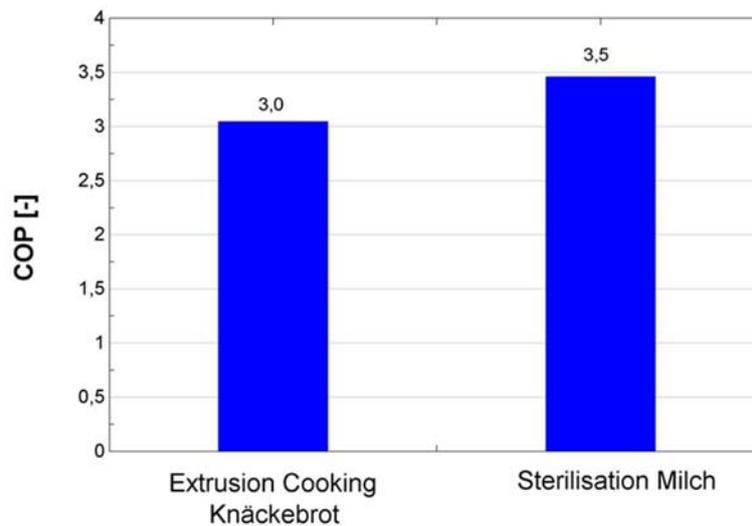


Abbildung 5.6 COP der Beispielprozesse

Das Energieeinsparpotential beider Beispielsprozesse ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Der linke Balken zeigt die jeweils benötigte elektrische Leistung für die Wärmepumpe, der rechte Balken entspricht der erforderlichen Heizleistung (Kondensatorleistung). Die Differenz entspricht laut Gl. 5-1 der Kälteleistung (Verdampferleistung) der Wärmepumpe und wird in den beiden Beispielprozessen mittels Wärmerückgewinnung aus Abwärmeequellen gewonnen. Ohne Wärmepumpe müsste die Heizleistung vollständig durch andere Energieformen wie beispielsweise Gas gedeckt werden.

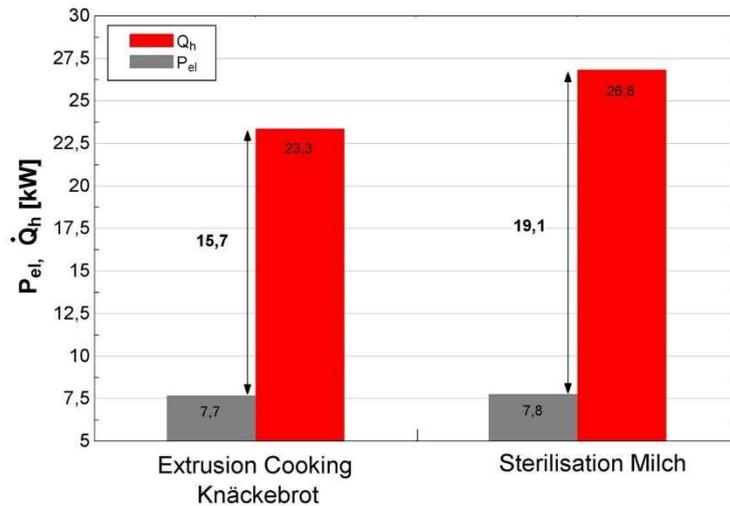


Abbildung 5.7 Energieeinsparpotential der Beispielprozesse

In Abbildung 5.8 sind die CO₂-Emissionen in g pro kWh_{el} für unterschiedlicher Stromerzeuger dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass sich die CO₂-Emissionen zur Stromerzeugung je nach Energieträger deutlich unterscheiden. Bei erneuerbarer Energie wie Wind oder Wasserkraft sind die CO₂-Emissionen sehr gering, wohingegen Kohlekraftwerke große Emissionen haben.

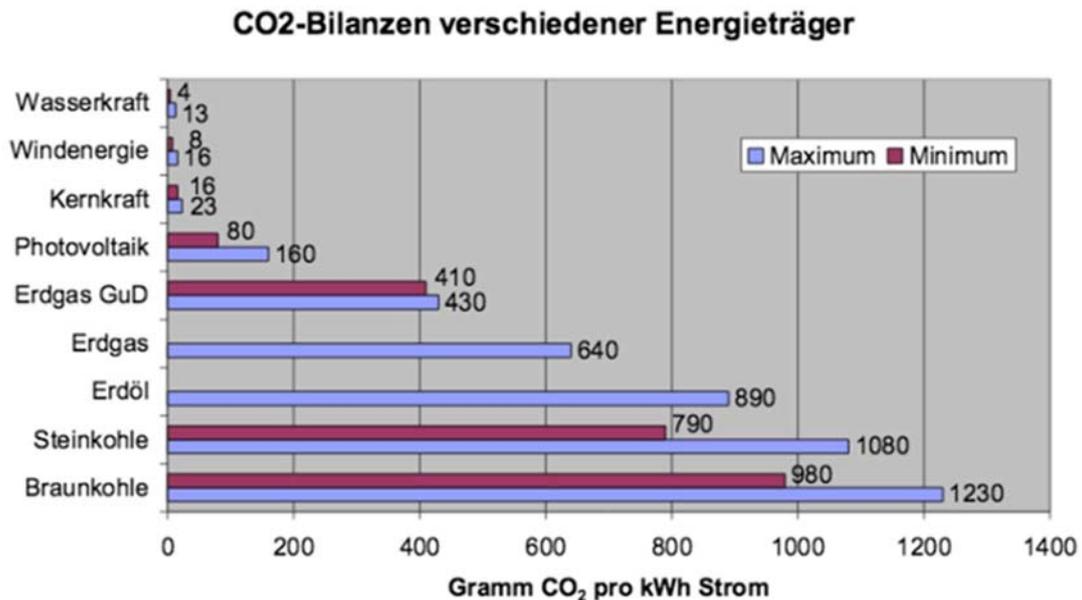


Abbildung 5.8 CO₂-Emissionen verschiedener Energieerzeuger (Stromauskunft, 2015)

Laut OIB-Richtlinie 6 (2015) beträgt der Konversationsfaktor zur Ermittlung von CO₂-Emissionen für den Strom-Mix in Österreich (inkl. Netto-Importe) 276 g/kWh_{el}. Im Vergleich dazu betragen die Konversationsfaktoren bezogen auf den Brennwert (oberer Heizwert) gemäß OIB 6 (2015) für Kessel mit Erdgas 236 g/kWh und mit Heizöl 311 g/kWh.

Laut Arpagaus (2019) ist die jährliche Einsatzdauer für Industriewärmepumpen branchenabhängig, liegt aber im Bereich von 1440 bis 4032 Stunden pro Jahr. Dementsprechend wird für die weitere Betrachtung angenommen, dass die HTWP 3000 Stunden in Betrieb ist. Für den Kesselwirkungsgrad des Gas- und Heizölbrenners wurde ein Wert von 0,9 angenommen. Somit ergeben sich die dadurch entstehenden jährlichen CO₂-Emissionen ohne Wärmepumpe E_{CO_2} vereinfacht nach Gl. 5-4 aus der geforderten Heizleistung \dot{Q}_h , dem Kesselwirkungsgrad η_{Kessel} , dem Verhältnis zwischen Brennwert und unterem Heizwert $f_{Ho/Hu}$ gemäß OIB 6 (2015), der Betriebszeit τ von 3000 Stunden und der Emission pro kWh des jeweiligen Energieträgers f_{CO_2} laut OIB 6 (2015).

$$E_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_{Kessel}} \cdot f_{Ho/Hu} \cdot \tau \cdot f_{CO_2} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Die jährlichen CO₂-Emissionen mit Wärmepumpe E_{CO_2HTWP} berechnen sich nach Gl. 5-5 aus der nötigen elektrischen Kompressorleistung P_{el} , der Betriebszeit τ von 3000 Stunden und der Emission pro kWh des jeweiligen Energieträgers f_{CO_2} .

$$E_{CO_2HTWP} = P_{el} \cdot \tau \cdot f_{CO_2} \quad \text{Gl. 5-5}$$

Die so berechneten Emissionen in kg pro Jahr sind für die Beispielprozesse in Abbildung 5.9 dargestellt. Sie wurden mit den Konversionsfaktoren laut OIB 6 (2015) bestimmt. Die Emissionen, welche bei der Stromerzeugung zum Wärmepumpenbetrieb anfallen, sind deutlich geringer als jene, welche durch Gaskesselheizung entstehen würden. Besonders niedrig sind Emissionen von Strom aus erneuerbaren Energien wie Wind und Wasser. Durch den Einsatz einer HTWP statt eines Gaskessels könnten die CO₂-Emissionen folglich bei dem Extrusion Cooking Prozess für die Erzeugung von Knäckebrot jährlich von 20000 kg auf 6000 kg beziehungsweise um 69 % reduziert werden. Bei dem betrachteten Industrieprozess zur Sterilisation von Milch könnten die CO₂-Emissionen sogar um 16000 kg pro Jahr oder um 73 % gesenkt werden. Diese Werte ergeben sich aus dem Strommix für Österreich nach OIB-Richtlinie (2015). Bei der Betrachtung der Stromerzeugung nur mit Wind- und Wasserkraft würden die CO₂-Emissionen nahezu vollständig eliminiert werden.

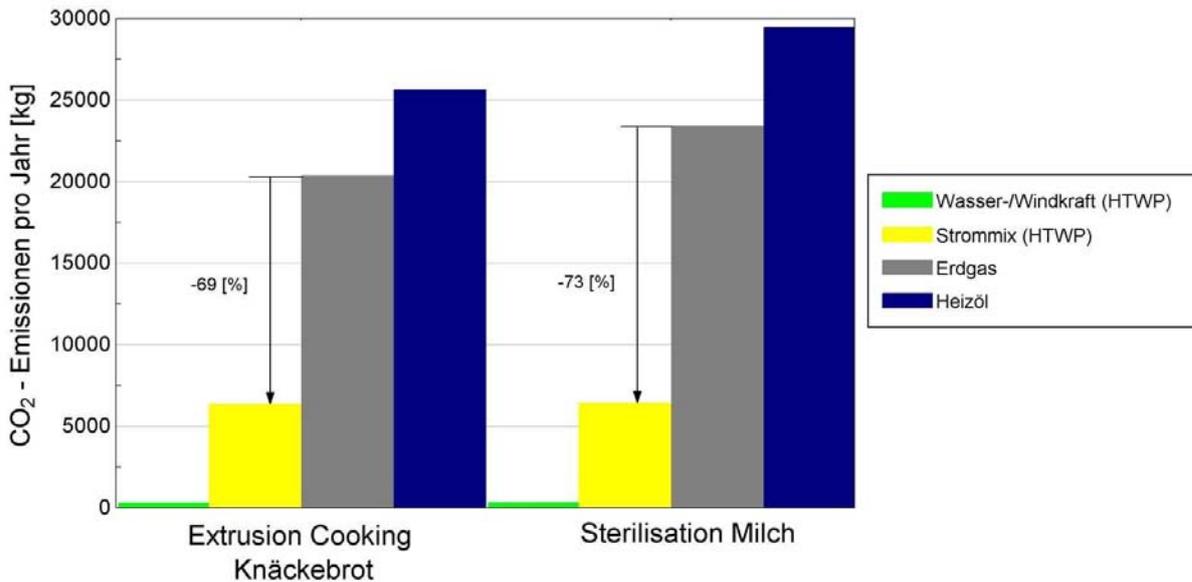


Abbildung 5.9 CO₂-Emissionen pro Jahr der Beispielprozesse für unterschiedliche Energieträger

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erwähnt, sollen die beiden hier angeführten Beispielprozesse nur exemplarisch mögliche Einsatzgebiete aufzeigen. Ebenso sollen die in Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9 dargestellten Vergleiche beispielhaft das große Potential des Einsatzes einer HTWP aufzeigen. Der Einsatz einer HTWP ermöglicht nicht nur Energieeinsparungen sondern auch eine deutliche Reduktion von CO₂-Emissionen. Zusätzlich handelt es sich, wie bereits in Kapitel 3 erwähnt, bei dem verwendeten Kältemittel um R600. Dies ist ein natürliches Kältemittel und ist dadurch aus ökologischer Sicht (ODP von 0, geringer GWP von 4, siehe dazu Abschnitt 2.4) sehr umweltfreundlich.

Die ökonomische Bewertung einer HTWP könnte in weiterer Folge mit einer Wirtschaftlichkeitsrechnung durchgeführt werden. Für eine genauere Wirtschaftlichkeitsrechnung müssten allerdings noch mehr Faktoren wie Anschaffungskosten oder Amortisationszeit berücksichtigt werden (siehe dazu Arpagaus (2018) oder VDI 2067 (2000)). Ein Tool zur optimalen Integration von Wärmepumpen ist die Pinch-Analyse. Diese bietet gemäß Arpagaus (2018) eine vorteilhafte Möglichkeit Einsparungspotenziale zu detektieren, ist allerdings sehr zeitintensiv und erfordert genaue Kenntnisse über jegliche in den Prozess involvierte Wärmeströme. Deswegen wird in dieser Arbeit nur darauf verwiesen. Schlosser et al. (2020) zeigen beispielhaft die Umsetzung der Integration von Wärmepumpen in Industrieprozesse sowie die Energie- und Kosteneinsparungen mittels Pinch-Analyse.

6 SCHLUSSFOLGERUNG

Im Verlauf dieser Arbeit konnte eine Vermessung der R600-HTWP bei unterschiedlichen Betriebspunkten mittels eines speziellen Ansatzes für die Hochdruckregelung erfolgen. Dabei wurde die Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt am Kondensator als Regelgröße und der Ventilhub des Expansionsventils als Stellgröße verwendet. Das Ziel dieser Regelung war es, den Hochdruck so zu regeln, dass das optimale Hochdruckniveau möglichst erreicht wird, vor allem aber einen zu niedrigen Hochdruck und damit aufgrund der einbrechenden Wärmeübertragung im Kondensator einen Leistungseinbruch zu vermeiden.

Als erster Schritt wurden dazu die nötigen Regelparameter mithilfe des Schwingversuches nach Ziegler-Nichols ermittelt. Dabei hat sich gezeigt, dass diese maßgeblich vom Kältemittelmassenstrom abhängig waren und die Regelung tendenziell mit zunehmendem Kältemittelmassenstrom stabiler wurde. Bei sehr kleinen Kältemittelmassenströmen konnten jedoch keine Regelparameter für den PID-Regler ermittelt werden, was durch das unterschiedliche Ventilverhalten bei kleinen Ventilhüben begründet wurde.

Als zweiter Schritt erfolgte die Vermessung der Anlage. Es wurden Betriebspunkte mit Wärmequelleneintrittstemperaturen von 40 °C bis 60 °C bei einer Spreizung von 5 K und bei einer Wärmesenkeneintrittstemperatur von 80 °C sowie Wärmesenkenaustrittstemperaturen zwischen 110 °C und 160 °C vermessen. Um verschiedene Kompressordrehzahlen zu erreichen, wurde die Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters zwischen 35 Hz, 50 Hz und 75 Hz variiert. Die Sauggasüberhitzung wurde für die jeweiligen Wärmequellentemperaturen konstant gehalten, um einen Vergleich zu ermöglichen. Aus dem gleichen Grund wurde der Sollwert der Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt für alle sub-kritischen Betriebspunkte konstant auf 0,3 K gestellt. Bei trans-kritischen Betriebspunkten war dies nicht möglich. Auf Grund der kleinen Temperaturdifferenz ergaben sich zu große Hochdrücke, welche zu einer Sicherheitsabschaltung wegen zu hohem Druck bei der HTWP geführt hätten. Dort wurden Sollwerte ($\Delta T_{rw,i}$) von 0,5 K und 2,2 K verwendet. Mithilfe der dadurch gewonnenen Messdaten konnten Kennfelder für die elektrische Kompressorleistung, die Heizleistung und den COP ermittelt werden. Es wurden COP von bis zu 4,51 bei sub-kritischer Prozessführung, bei Wärmequelleneintrittstemperaturen von 60 °C, Wärmesenkenaustrittstemperaturen von 110 °C und einer Frequenz von 35 Hz ermittelt. Bei trans-kritischer Prozessführung, Wärmequelleneintrittstemperatur von 60 °C, Wärmesenkenaustrittstemperatur von 160 °C und einer Frequenz von 50 Hz konnte ein COP von 3,45 erreicht werden.

Aufbauend auf den gewonnenen Ergebnissen könnte mit der Hochdruckregelung mit der Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenkeneintritt am Kondensator als Regelgröße eine optimale Betriebsstrategie entwickelt werden, um den maximal möglichen COP zu erreichen. Die Temperaturdifferenz zur Erreichung des optimalen Hochdruckes ist vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig. Da der Sollwert für die Temperaturdifferenz bei der Vermessung eher zu klein gewählt wurde, um den auftretenden

abrupten Leistungsabfall bei einem zu niedrigen Hochdruck zu vermeiden, könnten diese Werte noch optimiert werden.

Bei der Erstellung des Simulationsmodells für das Expansionsventil wurden drei unterschiedliche Ansätze untersucht. Die Validierung der Genauigkeit der jeweiligen Modelle erfolgte mithilfe von Messdaten. Das erste Modell basierte auf dem Bernoulli Ansatz und berücksichtigte die im Expansionsventil auftretende Durchflussbegrenzung nicht. Dabei hat sich herausgestellt, dass der Bernoulli Ansatz das Verhalten des Expansionsventiles auf Grund der Nichtberücksichtigung der Durchflussbegrenzung nicht hinreichend genau abbildete. Das zweite Modell wurde nach ÖNORM EN 60534 erstellt und berücksichtigte die Durchflussbegrenzung durch einen entsprechenden Term. Das Modell nach Norm war bei Kältemittelmassenströmen größer als 0,065 kg/s und Ventilhuben von mehr als 22 % hinreichend genau. Dabei befanden sich alle berechneten Werte innerhalb von $\pm 10\%$ der gemessenen Werte. Bei kleineren Kältemittelmassenströmen und vor allem bei Eintrittsdrücken von mehr als 28 bar erzielte auch dieses Modell nicht die gewünschte Genauigkeit. Darauffolgend wurde schlussendlich eine Simulation auf Basis des Buckingham- π -Theorems erstellt. Dabei wurden drei unterschiedliche Konstantensätze (für Ventilhübe kleiner als 22 %, Ventilhübe größer 22 % und Eintrittsdrücke größer 28 bar) ermittelt. Damit wurde das Expansionsventilverhalten ausreichend gut beschrieben. Nahezu alle berechneten Werte befanden sich innerhalb der $\pm 10\%$ -Grenze der Messwerte. Die meisten waren sogar deutlich genauer. Dabei lagen für die Berechnung des Eintrittsdruckes 85 %, des Kältemittelmassenstromes 96 % und des Ventilhubes 86 % innerhalb von $\pm 5\%$ der Messwerte. Es hat sich allerdings gezeigt, dass für Ventilhübe kleiner als 22 % sowie für Eintrittsdrücke von mehr als 28 bar unterschiedliche Parametersätze zu ermitteln waren. Dies lag an dem unterschiedlichen Ventilverhalten bei kleinen Ventilhuben sowie bei höheren Drücken. Dass so kleine Ventilhübe überhaupt notwendig wurden, lag an einem überdimensionierten Expansionsventil. Ein Vergleich mit dem vom Hersteller bereitgestellten aktualisierten Auslegetool hat gezeigt, dass das verwendete Expansionsventil für Betriebspunkte mit Wärmequelleneintrittstemperaturen von 40 °C und 50 °C – niedrigere Wärmequellentemperaturen bedeuten auf Grund niedrigerer Verdampfungstemperaturen eine geringere Sauggasdichte des Kältemittels und somit kleinere Kältemittelmassenströme – gar nicht mehr vorgeschlagen wird. Ebenso wurden für trans-kritische Betriebspunkte kleinere Expansionsventile empfohlen. Auch bei den Betriebspunkten, für welche laut aktualisiertem Auslegetool noch das verwendete Expansionsventil angewendet werden könnte, stimmten die mittels Auslegetool berechneten Ventilhübe nicht mit den tatsächlichen überein.

Zwei mögliche Anwendungsbereiche der HTWP wurden mittels Literaturrecherche identifiziert. Ausgewählt wurden zwei Industrieprozesse aus dem Lebensmittelbereich. Einerseits wurde ein Sterilisationsprozess zur Herstellung von H-Milch näher betrachtet. Als zweites wurde der Extrusion Cooking Prozess zur Erzeugung von Knäckebrot ausgewählt. Mithilfe von Messdaten wurde der jeweils erreichbare COP mit den Industrieprozessen verknüpft. Darauffolgend wurde auf die dadurch mögliche große Reduktion von CO₂-Emissionen eingegangen. Der Sterilisationsprozess kann bei sub-kritischer Wärmepumpenprozessführung und der Extrusion Cooking Prozess bei trans-kritischer Wärmepumpenprozessführung betrieben werden. Bei beiden Anwendungen ist es im Vergleich zum Heizbetrieb mit Gaskessel möglich, bei einer

Heizleistung von 23,3 kW (Extrusion Cooking Prozess) beziehungsweise 26,8 kW (Sterilisationsprozess) über 69 % CO₂ pro Jahr einzusparen. Bezieht man sich bei den CO₂-Emissionen nicht auf den in dieser Arbeit herangezogenen österreichischen Strommix laut OIB 6 (2015), sondern auf erneuerbare Energieträger wie Wind und Wasser erhöht sich die Reduktion von CO₂-Emissionen noch einmal deutlich.

Als Ausblick zur Hochdruckregelung mittels Expansionsventil kann festgehalten werden, dass die Hochdruckregelung mit der Temperaturdifferenz ($\Delta T_{rw,l}$) als Regelgröße vermutlich in weiteren Betriebspunkten auch bei kleineren Massenströmen eingesetzt werden könnte, würde man ein kleineres Expansionsventil verwenden. Dies würde die Hochdruckregelung generell – mit der Temperaturdifferenz als auch dem Hochdruck als Regelgröße – stabiler machen, da das unterschiedliche Ventilverhalten bei kleinen Ventilhuben auf Grund kleiner Kältemittelmassenströme vermieden werden könnte.

Literaturverzeichnis

Arpagaus, Cordin (2019): Hochtemperatur-Wärmepumpen; Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale. Berlin: VDE Verlag

Arpagaus, Cordin; Bless, Frederic; Uhlmann, Micheal; Schiffmann, Jürg; Bertsch, Stefan, S. (2018): High Temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. In: *Energy* 152 S. 985-1010. DOI: 10.1016/j.energy.2018.03.166

Buckingham, Edgar (1914): On physically similar systems: Illustrations of the use of dimensional equations. In: *Physical Review* 4 S.345-376. DOI: 10.1103/PhysRev.4.345

Carel (2017): Expansionsventil E3VB. Technische Information. Online verfügbar unter <https://www.carel.de/documents/10191/0/+050001665/9b0cdb91-9054-4466-bd2c-ff4e70e02d2d?version=1.6>. (14.02.2021)

Carel (2020): CarelCPQ. Auslegetool. Online verfügbar unter <https://cpq.carel.com>. (14.02.2021)

Carel Deutschland (2020): Ventilkennlinie, kvs-Wert, Druckrückgewinnungsfaktor. E-Mail vom 29.09.2020.

DIN EN 378-1:2020-12 (2020): Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien.

EES (2020): EES Engineering Equation Solver, Version V10.836-3D. Madison, USA: F-Chart Software.

Eichseder, Helmut; Sturm, Peter (2015): Skriptum zur Vorlesung "Thermodynamik", LV-Nr.: 313.100. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik – Technische Universität Graz. Graz, 2015

ESK (2019): ESK Schultze. Komponenten für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme. Produktkatalog, S.22.

Fellows, P.J. (2017): Food Processing Technology. 3. Aufl., Duxford: Woodhead Publishing

Frigomec (2019): Niederdrucksammler. Produktkatalog. Online verfügbar unter: <https://www.frigomec.com/index.php/de/de-downloads> (14.02.2021)

GDV (2020): Container Handbuch. Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft. Online verfügbar unter http://www.containerhandbuch.de/chb/wild/index.html?chb/wild/wild_08_04_03_01_01.html (14.02.2021)

Guy, Robin (2001): Extrusion cooking. Technologies and applications. 1. Aufl., Cambridge: Woodhead Publishing

Haager, Wilhelm (1997): Regelungstechnik. 1. Aufl., Nachdr. Wien: Höder-Pichler-Tempsky.

Hervas-Blasco, Estefanía; Pitarch Miquel; Navarro-Peris, Emilio; Corberán M. José (2018): Study of different subcooling control strategies in order to enhance the performance of a heat pump. In: *International Journal of Refrigeration* 88, S.324-336. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.02.003.

Heindl, Albert (2016): Praxisbuch Bandtrocknung. 1. Aufl., Berlin: Springer Vieweg

Kosmadakis, George (2019): Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries. In: *Applied Thermal Engineering* 156, S.287-298. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.082

LabVIEW (2015): LabVIEW Software. Version 15.0. National Instruments

Lorentzen, Gustav (1990): Trans-critical vapor compression cycle device. Patent WO 90/07683, 1990

Liang, Chen; Liu, Jinghui; Jiangping Chen; Zhijiu Chen (2009): A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability. In: *International Journal of Thermal Science* 48 (6), S.1235-1242. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.10.002

Liu, Chichong; Ji, Zhang; Yongchao, Gui; Wanyong, Li; Junye, Shi; Jianping, Chen; Wenjun, Wang; Zhijun, Kang (2018): Mass flow characteristics and empirical modelling of R744 flow through electronic expansion device. In: *International Journal of Refrigeration* 86, S.82-88. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.025.

Martin, Klaus (2009): Untersuchung des CO₂-Kältekreislaufes einer PKW-Klimaanlage unter besonderer Betrachtung des Drosselventils. Dissertation. Technische Universität Graz. Graz, 2009

Moisi, Heinz; Rieberer, René (2017): Refrigerant Selection and Cycle Development for a High Temperature Vapor Compression Heat Pump. In: *12th IEA Heat Pump Conference 2017*, Rotterdam

Moscicki, Leszek (2011): Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability. 1. Aufl., Weinheim: Wiley-VCH Verlag

OIB-Richtlinie 6 (2015): Energieeinsparung und Wärmeschutz. Richtlinien des österreichischen Instituts für Bautechnik. OIB-330.6-009/15. Online verfügbar unter: https://www.oib.or.at/sites/default/files/richtlinie_6_26.03.15.pdf (14.02.2021)

ÖVE (2012): ÖNORM EN 60534-2-1: 2012-03-01. Stellventile für die Prozessregelung – Teil 2-1: Durchflusskapazität – Bemessungsgleichungen für Fluide unter Betriebsbedingungen.

Oonsivilai, Anant; Oonsivilai Rachadaporn (2008): Parameter Estimation of Frequency Response Twin-Screw Food Extrusion Process using Genetic Algorithms. In: WSEAS Transactions on Systems 7 (11). S.1207-1217. ISSN: 1109-2777

Postel, Johannes (2011): 70 Jahre Reglereinstellung nach Ziegler und Nichols. Proseminar Technische Informationssysteme. Technische Universität Dresden. Online verfügbar unter https://www.inf.tu-dresden.de/content/institutes/iai/tis-neu/lehre/archiv/fohlen.ws_2011/Vortrag_Postel.pdf (12.02.2021) (14.02.2021)

Pujol, Laurel; Albert, Isabelle; Johnson, Nicholas Brian; Membré, Jeanne-Marie (2013): Potential application of quantitative microbiological risk assessment techniques to an aseptic-UHT process in the food industry. In: *International Journal of Food Microbiology* 162(3), S.283-296. DOI: 10.1016/j.ijfoodmicro.2013.01.021

Rieberer, René (2018a): Skriptum zur Vorlesung “Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik VA“; LV-Nr.: 307.040. Institut für Wärmetechnik – Technische Universität Graz. Graz, 2018.

Rieberer, René (2018b): Skriptum zur Vorlesung “Wärmepumpentechnik“; LV-Nr.: 307.052. Institut für Wärmetechnik – Technische Universität Graz. Graz, 2018.

Salem, Farhan A.; Rashed, Albaradi A. (2013): PID Controllers and Algorithms: Selection and Design Techniques Applied in Mechatronics Systems Design -Part II. In: *International Journal of Engineering Sciences* 2(5), S.191-203

Schlosser, F; Jesper, M.; Vogelsang, J.; Walmsley, T.G.; Arpagaus, C.; Hesselbach, J.; (2020): Large-scale heat pumps: Applications, performance, economic feasibility and industrial integration. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 133, DOI: 10.1016/j.rser.1102119.

Siemens (2018): Stetige Kältemittelventil. Technische Information. Online verfügbar unter <https://hit.sbt.siemens.com/RWD/app.aspx?RC=CH&lang=de&MODULE=Catalog&ACTION=ShowProduct&KEY=BPZ%3aM3FB15LX%2fA> (14.02.2021)

Stromauskunft (2015): Energiepolitik. Stromauskunft. Online verfügbar unter <https://www.stromauskunft.de/blog/klimaschutz/energiewende/>, (05.02.2021)

TetraPak (2020): UHT-Behandlung für Lebensmittel und Milchprodukte. UHT-Technologie. Online verfügbar unter <https://www.tetrapak.com/de/solutions/processing/main-technology-area/uht-treatment>, (28.12.2020).

Umweltbundesamt (2020): Klimaschutzbericht 2020. Online verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/publikationen/rep0738.pdf> (14.02.2021)

VDI 2067(2000): Wirtschaftlichkeitsgebäudetechnischer Anlagen-Blatt 1: Grundlagen und Kostenrechnung. Verein Deutscher Ingenieure

Verdnik, Manuel; Steppeler, Jürgen; Rieberer René (2020): R600-Hochtemperaturwärmepumpe – Messdaten bei sub- und trans-kritischem Betrieb. In *DKV-Tagung 2020*, Magdeburg.

Verdnik, Manuel (2017): Inbetriebnahme und messtechnische Analyse einer R600-Hochtemperaturwärmepumpe. Masterarbeit. Technische Universität Graz. Graz 2017

Webasto (2000): Schulungs-Handbuch Kälte-Klima. Karlsruhe. Online verfügbar unter http://www.andreasjahnke.de/index_htm_files/WEBASTO_Schulungs-Handbuch_Klima.pdf, (03.02.2021)

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Abkürzungen	
COP	Leistungszahl
EES	Engineering Equation Solver
EXV	Elektrisches Expansionsventil
FU	Frequenzumrichter
GWP	Treibhauspotential
HTWP	Hochtemperaturwärmepumpe
IHX	interner Wärmetauscher
IWT	Institut für Wärmetechnik
ODP	Ozonabbaupotential
PBP	Pumpe Bypass
PSI	Pumpe Wärmesenke
PSO	Pumpe Wärmequelle
SI	Wärmesenke
SO	Wärmequelle
VBP	Dreiwegeventil Bypass
VIHX	Dreiwegeventil interner Wärmetauscher
VSI	Dreiwegeventil Wärmesenke
VSO	Dreiwegeventil Wärmequelle

Formelzeichen		
Zeichen	Bezeichnung	Einheit
a	Konstante für Buckingham-Modell	
A_{th}	tatsächlich durchströmte Querschnittsfläche des EXV	mm ²
b	Konstante für Buckingham-Modell	
c	Konstante für Buckingham-Modell	
c_M	spezifische Wärmekapazität Medium (Anwendungsbeispiele)	kJ/(kg·K)
C_D	Massenstromkoeffizient	
cp	Spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg·K)
D	Innendurchmesser Rohrleitung EXV	mm

d	Konstante für Buckingham-Modell	
D_a	Durchmesser Drosselstelle bei völliger Öffnung	mm
D_e	äquivalenter Durchmesser	mm
d_i	Nennweite Stellventil (Modell nach Norm)	mm
e	Konstante für Buckingham-Modell	
E_{CO_2}	jährliche CO ₂ -Emission durch fossile Brennstoffe	kg
E_{CO_2HTWP}	jährliche CO ₂ -Emission durch HTWP	kg
f	Frequenz des Frequenzumrichters	Hz
F_d	Stellventiltypfaktor	-
F_f	Faktor für kritisches Druckverhältnis	-
F_L	Druckrückgewinnungsfaktor	-
F_{LP}	kombinierter Faktor für Rohrgeometrie und Druckrückgewinnung	-
F_P	Rohrleitungsgeometriefaktor	-
f_{CO_2}	Konversionsfaktor für CO ₂ -Emissionen	kg/kWh
$f_{Ho/Hu}$	Verhältnis oberer zu unterer Heizwert	-
h	Enthalpie	kJ/kg
k_R	Verstärkung des Reglers	-
k_{krit}	Verstärkung bei der Regler zu schwingen beginnt	-
k_v	Durchflussfaktor	m ³ /h
k_{vs}	Durchflussfaktor bei vollgeöffnetem Ventil	m ³ /h
\dot{m}	Massenstrom Kältemittel	kg/s
\dot{m}_M	Massenstrom Medium (Anwendungsbeispiele)	kg/s
N_{1-18}	Normkonstanten	
p	Druck	bar
$\frac{p_a}{p_0}$	Druckverhältnis Eintritt/Austritt Gasströmung	-
$\frac{p_{kr}}{p_0}$	kritisches Druckverhältnis Gasströmung	-
p_v	Dampfdruck	bar
P_{el}	Kompressorleistung	kW
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
Re	Reynoldszahl	-

Re_v	Stellventil-Reynolds-Zahl	-
r_f	prozentueller Durchfluss Kältemittel	%
t	Temperatur	°C
T	Temperatur	K
T_{krit}	Periodendauer bei Dauerschwingung	min
T_N	Nachstellzeit des Reglers	min
T_V	Vorhaltezeit des Reglers	min
u	Messunsicherheit	
V	Volumen	l
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
ν	kinematische Viskosität	mm ² /s
W_{el}	elektrische Arbeit	kJ
z	Ventilhub	%
ψ	Durchflussfunktion Gasströmung	
ν	Geschwindigkeitsfunktion Gasströmung	
ν	Gütegrad	-
τ	Zeit	s
$\Delta T_{rw,l}$	Temperaturdifferenz zwischen unterkühltem Kältemittel und Wärmesenke	K
$\Delta T_{rw,sv}$	Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel auf der rechten Grenzkurve und Wärmesenke	K
Δp_{sizing}	verwendete Druckdifferenz für Berechnung für Modell nach Norm	bar
Δp_{choked}	Druckdifferenz bei Durchflussbegrenzung für Modell nach Norm	bar
Δp	Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt des EXV	bar
π_{1-6}	dimensionslose Kennzahl	
μ	dynamische Viskosität	kg·mm ⁻¹ ·s ⁻¹
η_{Kessel}	Kesselwirkungsgrad	-
ρ	Dichte Kältemittel	kg/m ³
ρ_0	Dichte von flüssigem Wasser bei 15°C	kg/m ³
ζ_1	Druckverlustzahl am Eintritt des EXV	-
ζ_2	Druckverlustzahl am Austritt des EXV	-

Indices	
0	Wärmequellenniveau
4	Kondensatoraustritt Kältemittel
6	Expansionsventil Eintrittszustand
7	Expansionsventil Austrittszustand
c	Kritischer Punkt Kältemittel
Carnot	Carnot-Prozess
cond	Kondensation
evap	Verdampfung
h	Heizbetrieb
in	inlet (Eintritt)
krit	kritischer Wert Durchflussbegrenzung
out	outlet (Austritt)
ref	refrigerant (Kältemittel)
sat	Sattdampf
sc	sub-kritisch
tc	trans-kritisch

Anhang

A1 Messdaten

Tabelle A1-1: Messdaten zur Bestimmung der Konstantensätze des Modell nach Buckingham- π -Theorem Ansatz

	lfd. Nr	p_6 [bar]	p_7 [bar]	t_6 [C]	\dot{m} [kg/s]	z [%]
$z < 22 \%$	1	21,11	3,211	46,9	0,04359	18,31
	2	18,04	3,197	45,74	0,0474	18,73
	3	20,94	4,137	52,18	0,06236	19,09
	4	21	3,149	36,84	0,04262	19,16
	5	18	4,093	46,84	0,06523	19,57
	6	20,98	3,28	65,14	0,04396	19,57
	7	17,95	3,177	37,77	0,04665	19,58
	8	21,02	4,194	57,27	0,06345	19,59
	9	17,98	3,277	65,97	0,04801	20,25
	10	17,99	4,119	49,93	0,06572	20,85
	11	20,93	4,133	55,73	0,06175	20,87
	12	17,95	4,152	56,2	0,06684	21,08
$z > 22 \%$	13	17,97	4,161	55,78	0,06694	22,16
	14	17,43	4,16	56,91	0,06648	22,43
	15	17,48	3,227	60,06	0,06681	22,5
	16	25,03	5,318	64,78	0,08089	22,87
	17	17,61	4,187	64,43	0,06692	23,31
	18	25	5,361	68,73	0,0818	23,64
	19	17,44	4,214	65,97	0,0674	23,92
	20	21	5,228	53,49	0,08383	25,89
	21	20,93	5,258	57,81	0,08498	26,75
	22	17,55	5,305	50,89	0,08906	31,7
	23	17,61	5,289	59,53	0,08922	32,21
$p_6 > 28 \text{ bar}$	24	29,21	5,353	66,88	0,07485	22,91
	25	29,92	5,315	63,44	0,07285	22,51
	26	32	5,301	63,54	0,06973	22,19
	27	39,03	5,363	53,92	0,06155	19,42
	28	41	5,371	58,51	0,05911	20,05