

David KREUTZWIESNER, B.Sc.

Bewertung einer Wärmepumpe im Wiener Fernwärmenetz

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI Alexander Arnitz
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Prof. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Dezember 2018

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: Bewertung einer Wärmepumpe im Wiener Fernwärmenetz

Autor: David Kreuzwiesner

1. Stichwort: Kältemaschine
2. Stichwort: Fernwärme-Einspeisung
3. Stichwort: Messdatenmonitoring

Die vorliegende Arbeit behandelt eine Wärmepumpe, deren primäre Aufgabe in der Bereitstellung von Kaltwasser zur Gebäudeklimatisierung liegt. Die dem Gebäude entzogene Wärme wird durch eine zweistufige Wärmepumpenkaskade auf ein hohes Temperaturniveau gebracht und in das Wiener Fernwärmeprimärnetz eingespeist. Dieses Prinzip der FW-Einspeisung ist erstmalig im Wiener FW-Netz umgesetzt worden und wird in dieser Arbeit untersucht.

Dies geschah durch drei Methoden. Ein Messdatenmonitoring lieferte Aufschluss über das Betriebsverhalten der Anlage. Mit Hilfe der Daten wurde ein Simulationsmodell der Wärmepumpe erstellt, welches beschreibt, wie sich die Anlage bei Änderung der Randbedingungen verhält. Im Rahmen einer Variantenstudie wurden eine Wirtschaftlichkeitsrechnung und eine Parameterstudie abgeleitet, woraus auf ökonomisches Potential für zukünftige Anlagen geschlossen werden kann.

Mit Hilfe des Messdatenmonitorings wurde erkannt, dass die Anlage für die vorhandene Abnahme überdimensioniert ist und hauptsächlich in Teillast betrieben wird. Das Simulationsmodell zeigte, dass durch eine Senkung des Mitteltemperaturniveaus in der Kaskade eine Effizienzsteigerung erzielt werden kann. Aus wirtschaftlicher Sicht wies die betrachtete Kälteanlage eine deutlich höhere Amortisationszeit als eine konventionelle Ausführung (mit Rückkühler) auf. Als Faktoren, mit denen man die Amortisationszeit am effektivsten senken kann, wurden eine Erhöhung der Anzahl der Volllaststunden und eine Reduktion der Investitionskosten identifiziert.

ABSTRACT

Title: Evaluation of a heat pump in Vienna's district heating system

Author: David Kreutzwiesner

1st keyword: refrigeration system

2nd keyword: district heating input

3rd keyword: measurement data monitoring

The present thesis deals with a heat pump, which primary task is to provide cold water used for building air conditioning. The temperature of the heat, which is extracted from the building, is elevated by a two-stage heat pump cascade to a high temperature level and fed into Vienna's district heating system. This method of district heating input is implemented for the first time in Vienna's district heating system and analyzed in this thesis.

For this purpose three methods have been utilized. A measurement data monitoring provides knowledge of the system's behaviour during operation. The data has been used to develop a simulation model of the heat pump, which shows how changes of boundary conditions influences the heat pump. In the course of a variation study an economic efficiency calculation and a parameter study have been derived which are used to draw conclusions of economic potential for future implementations.

Within the measurement data monitoring it was discovered that the system is overdimensioned for the given air conditioning demand and it mainly operates in partial load. The simulation model showed that a lowering of the middle temperatures of the cascade can result in a gain in efficiency. Economic considerations showed the payback period of the given system to be much higher than that of a conventional design based on a re-cooler. The main factors to reduce the payback time are an increased amount of full-load hours and a reduction of investment cost.

VORWORT

Die vorliegende Arbeit wurde im Zeitraum von Mai bis Dezember 2018 am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz verfasst. Industriepartner und Auftraggeber war die Wien Energie GmbH.

Ich möchte mich bei jenen Menschen bedanken, die viel Zeit und Mühe in diese Thesis investiert haben. Zu allererst gebührt mein Dank meinem Betreuer DI Alexander Arnitz, der durch sein Engagement und seine fachliche Kompetenz maßgeblich Anteil am Gelingen dieser Arbeit hat. Prof. René Rieberer bewies mehr als einmal seine fachliche Versiertheit und zeigte immer wieder die richtigen Wege, als ich glaubte anzustehen, dafür ein herzliches Dankeschön. Auch den anderen Mitarbeitern am Institut für Wärmetechnik, die mit Rat und Tat zur Seite standen, möchte ich meinen Dank aussprechen.

Auch den Mitarbeitern der Wien Energie möchte ich für die gute Zusammenarbeit danken. Insbesondere DI Christian Danksagmüller, der erste Anlaufstelle und Ansprechpartner für Fragen aller Art war, Alexander Radler, der viel Zeit und Mühe aufbrachte um das Messdatenmonitoring zu ermöglichen und Otto Doppler, der mit seinem Fachwissen schon bei der Inbetriebnahme viele Fragen beantwortete, soll herzlich gedankt sein.

Weiters möchte ich meinen Eltern Ruth und Franz danken, die mir nicht nur dieses Studium ermöglicht haben, sondern auch durch Zuspruch, Rat und Rückhalt an meiner Seite standen. Ohne euch wäre ich nicht, wer und wo ich heute bin. Auch meinem Bruder Lukas, meinen Freunden, meinen Verwandten und meiner Schwiegerfamilie, die mich vor allem gegen Ende der Arbeit immer weniger gesehen haben, gilt ganz besonderer Dank, für die Unterstützung, die gelegentliche Ablenkung und vor allem für das Verständnis, das sie mir in dieser Zeit entgegen gebracht haben.

Schließlich danke ich meiner Verena, die im Laufe des Studiums Motivation und Inspiration für mich war. Ihr ansteckender Enthusiasmus und hingebungsvoller Beistand sind von unschätzbarem Wert und immer wieder eine Quelle der Kraft. Du machst mich zu einem besseren Menschen.

Graz, 05.12.2018

David Kreutzwiesner

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
1.1	Hintergrund und Motivation der Arbeit	2
1.2	Aufgabenstellung	2
1.3	Methodik	2
1.4	Aufbau der Arbeit	2
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	4
2.1	Fernwärme	4
2.2	Wärmepumpe	6
2.2.1	Konzept	6
2.2.2	Kältemittel	7
2.2.3	Komponenten	8
2.2.4	Effizienzkennzahlen	12
2.3	Anlagenhydraulik	13
2.3.1	Hydraulische Grundschaltungen	13
2.3.2	Komponenten von hydraulischen Schaltungen	15
3	<u>ANLAGENAUFBAU</u>	19
3.1	Anlagenprinzip	19
3.2	Technische Spezifikationen	20
3.3	Anlagenhydraulik	20
3.3.1	Kühlwasserseite (Fernwärme)	21
3.3.2	Kaltwasserseite (Verbraucherkreis)	23
3.4	Wärmepumpe	26
3.5	Regelung	28
3.5.1	Ein/Aus	28
3.5.2	Kaltwasseraustrittstemperatur	29
3.5.3	Kühlwasser	30
4	<u>AUSWERTUNG DER MONITORING-DATEN</u>	32
4.1	Kaltwasserseite	32
4.2	Kühlwasserseite	37
4.3	Wärmepumpe	40
5	<u>SIMULATIONSMODELL</u>	45
5.1	Modellbildung	45
5.1.1	Eingangsrößen/Randbedingungen	46
5.1.2	NT-Stufe	47
5.1.3	HT-Stufe	49
5.2	Vergleich mit Messergebnissen	52
5.3	Simulationsstudie	55

6	ALTERNATIVE AUFBAUVARIANTEN	62
6.1	Methodik	62
6.2	Ermittlung und Skalierung der Kosten der ausgeführten Anlage	66
6.2.1	Kondensatorkreis	66
6.2.2	Einspeise-/Entnahmehydraulik	68
6.2.3	Speicher	69
6.2.4	Künstliche Last	70
6.2.5	Grundhydraulik	70
6.2.6	Wärmepumpe	71
6.2.7	Sonstiges	72
6.2.8	Gesamtkosten der realisierten Variante und deren Skalierung	73
6.3	Variantenstudie und Skalierung des Kondensatorkreises	74
6.3.1	Variante 1: Durchgangsventil	74
6.3.2	Variante 2: Drehzahlregelung	76
6.3.3	Variante 3: Trennwärmetauscher	78
6.4	Investitionskosten der konventionellen Anlage (Kältemaschine mit Rückkühler)	80
6.4.1	Kühlwasserseite und Kältemaschine	80
6.4.2	Sonstiges	81
6.4.3	Gesamtkosten der konventionellen Anlage	81
6.5	Wirtschaftlichkeit der ausgeführten Anlage und Varianten	82
6.6	Parameterstudie	85
6.6.1	Methodik	85
6.6.2	Parameteranalyse	87
7	OPTIMIERUNGSPOTENTIAL	90
7.1	Potential der realisierten Anlage	90
7.2	Potential von zukünftigen Anlagen	91
8	SCHLUSSFOLGERUNGEN	94
	LITERATURVERZEICHNIS	1
	ANHANG A: FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN	2
	ANHANG B: INVESTITIONSKOSTEN	1

1 EINLEITUNG

Die globale Erwärmung und die damit verbundenen Auswirkungen auf die Umwelt stellen eine der zentralen Herausforderungen der Menschheit im 21. Jahrhundert dar. Zu den Konsequenzen, die in diesem Zusammenhang beobachtet werden, zählen unter anderem ein Ansteigen des Meeresspiegels und der damit einhergehende Verlust von Landmassen, Artensterben im Tier- und Pflanzenreich und eine vermehrte Anzahl von extremen Wetterphänomenen sowie eine Erhöhung in deren Intensität.

Die wissenschaftlichen Beweise, dass die globale Erwärmung zu einem großen Teil aufgrund einer steigenden CO_2 -Konzentration in der Atmosphäre passiert, sind überwältigend. Ebenso ist diese steigende CO_2 -Konzentration auf anthropogene Ursachen zurückzuführen. Sie ist seit Beginn der Industriellen Revolution Ende des 18. Jhdts. von 280 auf 413 ppm gestiegen (Abb. 1.1), was einem Anstieg um fast 50% entspricht (Letcher, 2019 S. 3). Im selben Zeitraum zeigt der Verlauf der durchschnittlichen oberflächennahen Lufttemperatur einen analogen Anstieg um 1 K bis 2009 (Abb. 1.2).

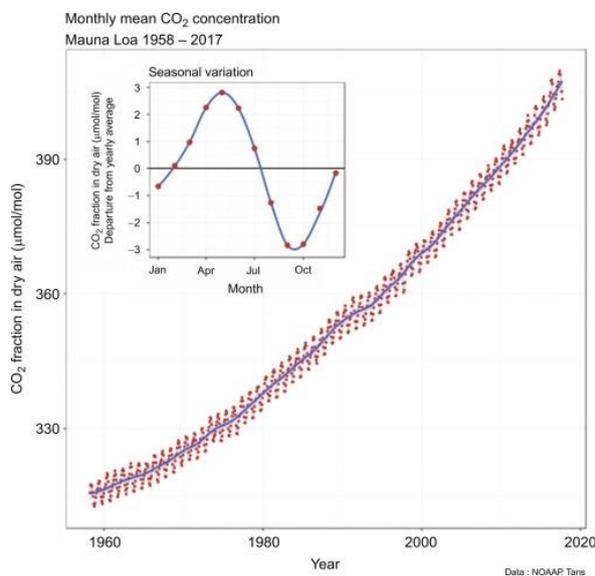


Abb. 1.1: Veränderung der CO_2 -Konzentration in der Atmosphäre in ppm, Aufzeichnung im Mount Loa Observatorium (Letcher, 2019 S. 3)

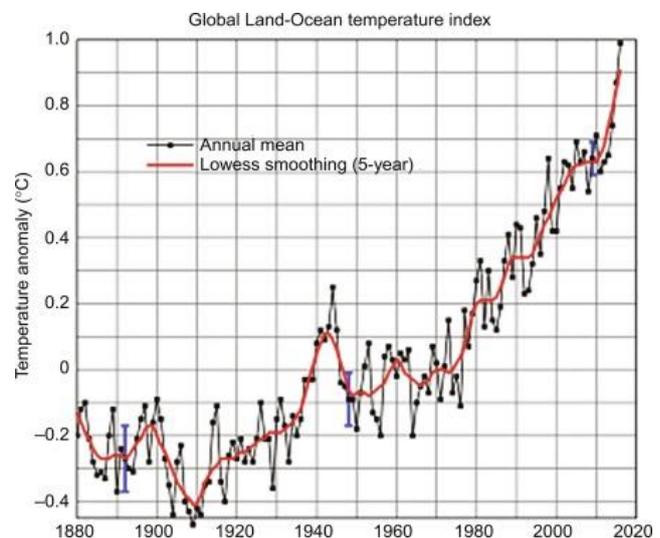


Abb. 1.2: Relativer Anstieg der durchschnittlichen Oberflächenlufttemperatur der Erde von 1880 bis 2009 (Letcher, 2019 S. 3)

Eine Reduktion der Emissionen im Energiesektor ist notwendig um die internationalen Klimaziele zu erreichen. Der effiziente Einsatz der Energieressourcen und die vermehrte Nutzung von erneuerbaren Energien führen zu einem verminderten Bedarf an fossilen Energieträgern und damit zu einem reduzierten Ausstoß von Treibhausgasen (Schmidt, 2018 S. 2).

Fernwärmesysteme können maßgeblich zur Reduktion des Primärenergiebedarfs und des Emissionsausstoßes in urbanen Gebieten beitragen. Das wird hauptsächlich durch hocheffiziente Kraftwerke, die durch Kraft-Wärme-Kopplung die Produktion von Elektrizität und Wärme kombinieren, oder durch Abwärme von Industrieprozessen erreicht (Guelpa, et al., 2018 S. 2).

1.1 Hintergrund und Motivation der Arbeit

Der Industriepartner (Wien Energie GmbH) sah sich mit der Aufgabe konfrontiert, für einen Kunden eine Kälteanlage zu Gebäudeklimatisierungszwecken im ersten Wiener Bezirk einzurichten. Die Wärme, die dabei dem Gebäude entzogen wird, muss an anderer Stelle wieder abgeführt werden. Nach aktuellem Stand der Technik würde dies durch ein Split-Gerät oder einen am Dach befindlichen Rückkühler (konventionelle Lösung) realisiert werden. Beide Varianten bringen allerdings dieselben Nachteile mit sich, zu denen Lärmbelästigung, Beeinflussung des Mikroklimas und eine Beeinträchtigung des Stadtbildes zählen.

Die Stadt Wien besitzt ein großflächig ausgebautes Fernwärmenetz, weshalb die Idee entstand, die Abwärme in dieses einzuspeisen. Dazu muss die Abwärme aus dem Gebäude zuerst auf das Temperaturniveau des Fernwärmenetzes gehoben werden, was durch eine Wärmepumpe geschieht, die aufgrund des großen Temperaturhubes als zweistufige Anlage (Kaskade) ausgeführt ist. Im Sinne des Umweltgedankens wird dadurch erreicht, dass die anfallende Abwärme genutzt wird und damit Wärme ersetzt, die eventuell in einem Kraftwerk unter CO₂-Ausstoß erzeugt wird. Eine großflächige Implementierung dieser Technologie könnte damit nachhaltig die CO₂-Emissionen des Heizsektors reduzieren. Interne Berechnungen des Industriepartners zeigen, dass selbst bei dieser vergleichsweise kleinen Demoanlage, verglichen mit einem Gaskessel, knapp 80 Tonnen CO₂ pro Jahr eingespart werden können.

1.2 Aufgabenstellung

Die Zusammenarbeit mit der TU Graz und die daraus entstandene, vorliegende Masterarbeit begründete sich einerseits in dem hohen Innovationsgrad der Anlage und dem Wunsch die Wirtschaftlichkeit der Anlage zu bewerten. Andererseits herrschten Unsicherheiten über die Zustände im Fernwärmenetz und wie diese im Weiteren den Betrieb der Anlage beeinflussen. Die erste Aufgabe bestand darin, mit Hilfe der verbauten Messtechnik diese Zustände im Fernwärmenetz und die Auswirkungen von Änderungen auf den Betrieb der Wärmepumpe zu untersuchen. Die zweite Aufgabe beinhaltete das Herausfiltern von Optimierungspotential, sowohl von technischer als auch ökonomischer Natur.

1.3 Methodik

Um diese Aufgabenstellung zu erfüllen, werden verschiedene Instrumente verwendet. Den ersten Teil stellt ein umfangreiches Messdatenmonitoring dar, wodurch Erkenntnisse über die Zustandsgrößen im Inneren der Wärmepumpe und der umliegenden Hydraulik gewonnen werden. Im zweiten Schritt wird mit Hilfe dieser Daten ein Simulationsmodell erstellt, das den Betrieb der Wärmepumpe abbilden soll und mit dem sich erkennen lässt, wie sich Systemparameter bei einer Veränderung der Randbedingungen verhalten. Das dritte Werkzeug ist eine umfassende Untersuchung von alternativen Aufbauvarianten, im Rahmen derer Skalierungseffekte und Amortisationszeiten von verschiedenen Varianten beleuchtet werden.

1.4 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit ist eng mit der verwendeten Methodik verknüpft und leitet sich aus dieser ab. Kapitel 2 behandelt die technischen Grundlagen, die im weiteren Verlauf der Arbeit als bekannt vorausgesetzt werden und die notwendig sind, um die technischen Details des Inhalts erfassen zu können. In Kapitel 3 wird das Prinzip, der Aufbau und die Regelung der betrachteten Anlage erklärt. Danach folgen die Hauptteile der Arbeit: Kapitel 4 beinhaltet das Messdatenmonitoring und zeigt einige Erkenntnisse, die dabei über die Wärmepumpe gewonnen wurden. Kapitel 5 behandelt das erstellte Simulationsmodell, vergleicht dessen Ergebnisse mit Messwerten und präsentiert eine Simulationsstudie. Kapitel 6 handelt vom wirtschaftlichen Teil der Arbeit und, beinhaltet eine Kostenermittlung und die Abschätzung von Skalierungseffekten

der realisierten Anlage. Im Anschluss werden verschiedene Varianten für den Kondensatorkreis der Anlage präsentiert. Die Amortisationszeit dieser Varianten wird dann mit der Amortisationszeit einer konventionellen Lösung verglichen und schließlich wird im Rahmen einer Parameterstudie untersucht, wie unterschiedliche Randbedingungen die Amortisationszeit beeinflussen. Kapitel 7 listet die Optimierungspotentiale auf, die im Rahmen der Arbeit für die betrachtete Anlage und für zukünftige Anwendungen identifiziert worden sind. Kapitel 8 resümiert schließlich die Arbeit und fasst die wesentlichen Erkenntnisse zusammen.

2 GRUNDLAGEN

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der technischen Theorie, welche hinter der betrachteten Anlage steckt und für das Verständnis der restlichen Arbeit von Nöten ist. Für versierte Leser wird es sich bei den folgenden Seiten hauptsächlich um Wiederholung bzw. Auffrischung handeln, und kann in diesem Sinn übersprungen oder als Nachschlagewerk verwendet werden.

Die praktischen Grundlagen lassen sich in drei Teilbereiche untergliedern. Den Beginn macht ein Überblick über das Prinzip der Fernwärme, da die Ankopplung an das Fernwärmenetz den Innovationsgrad der Anlage ausmacht. Es folgt eine Erklärung des Wirkungsprinzips, des Aufbaus und der Komponenten einer Wärmepumpe, welche das Herzstück einer Kälteversorgung darstellt und damit den zentralen Aspekt der Arbeit verkörpert. Eingebettet wird diese in die Anlagenhydraulik, welche unter anderem aus der Rohrführung, Pumpen, Ventilen und Speichern besteht.

Behagliches Wohnen ist seit jeher ein Grundbedürfnis des Menschen und resultierend Anstoß zu einer Vielzahl an Überlegungen, wie man das Klima in Innenräumen regulieren und seinen Bedürfnissen anpassen kann. Derivate dieser Forschungsrichtung reichen von der Kühlung von Lebensmitteln zur Haltbarmachung bis hin zur Bereitstellung von Prozesswärme in industrieller Anwendung. Kurz gesagt ist es von Interesse, Wärme zur richtigen Zeit, am richtigen Ort und zur richtigen Menge zu- oder abführen zu können, und das, in weiterer Folge mit dem Umweltgedanken, möglichst effizient.

2.1 Fernwärme

Der Begriff Fernwärme bezeichnet die zentrale Wärmeversorgung von Gebäuden mit verschiedenen Eigentümern über ein Fernwärmenetz. Der große Vorteil liegt dabei darin, dass die Wärme zentral in einer größeren, energieeffizienten Anlage, meistens mit Kraft-Wärme-Kopplung erzeugt wird. Dadurch werden neben einer günstigen Wärmeerzeugung auch die Luftemissionen deutlich reduziert (Konstantin, 2018 S. 2).

Der Wärmeträger in den Fernwärmenetzen ist dabei in den allermeisten Fällen Heißwasser. Das Netz ist dabei in ein Vorlaufnetz, welches das Heißwasser zum Verbraucher bringt, und ein Rücklaufnetz, in dem es wieder zurück zum Wärmeerzeuger gefördert wird unterteilt. Die Wärmeerzeugung erfolgt dabei oft aus einer Kombination von Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen (KWK) und Spitzenlastkesseln (SPL) (Abb. 2.1).

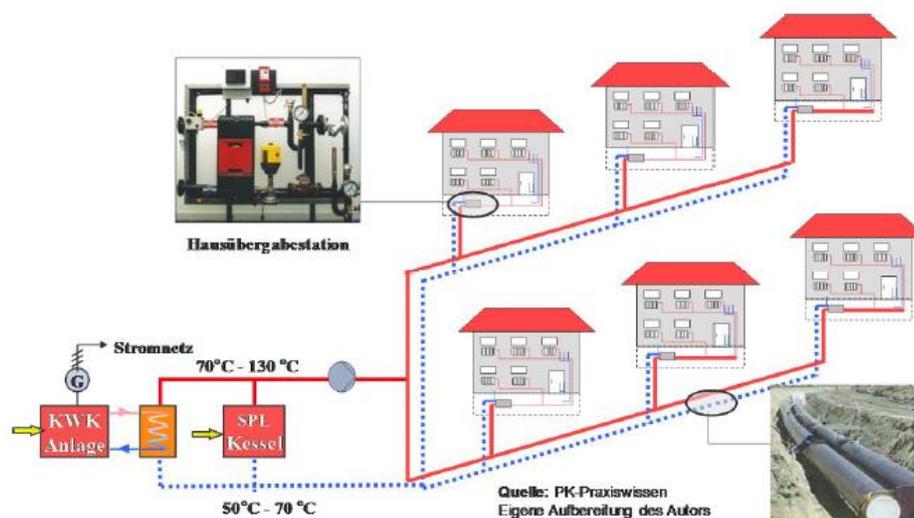


Abb. 2.1: Systemaufbau eines Fernwärmenetzes (Konstantin, 2018 S. 3)

In einer KWK-Anlage werden dabei Strom und Wärme gekoppelt erzeugt, wodurch Wirkungsgrade von bis zu 88 % erzielt werden können (Konstantin, 2018 S. 22).

Fernwärmenetze sind üblicherweise in einer der drei Bauformen ausgeführt (Abb. 2.2):

- Strahlennetz
- Ringnetz
- vermaschtes Netz

Das Strahlennetz stellt eine Linienversorgung dar und wird nur bei kleinen Anlagen in Betracht gezogen. Das Ringnetz findet in Großstädten Anwendung und bietet eine größere Versorgungssicherheit als das Strahlennetz, ist dabei aber kostenintensiver, weshalb diese Bauform nur ab einer gewissen Anzahl an Abnehmern oder bei mehreren Erzeugern zu wählen ist. Das vermaschte Netz ist eine verbesserte Form des Ringnetzes. Sie ist zwar am teuersten, aber bietet die beste Versorgungssicherheit. Der große Vorteil ist, dass bei Störungen oder im Schadensfall nur kleine Gebiete betroffen sind, da fast jeder Abnehmer über zwei Wege zu erreichen ist. Das Wiener Fernwärmenetz ist als vermaschtes Netz ausgeführt. Eine Eigenheit, die vermaschte Netze aufweisen, ist, dass sich, je nach Zu- und Wegschaltung von Erzeugern und Abnehmern, die Flussrichtung in den einzelnen Ästen momentan ändern kann, was unter Umständen zu lokalen Temperatursprüngen führen kann.

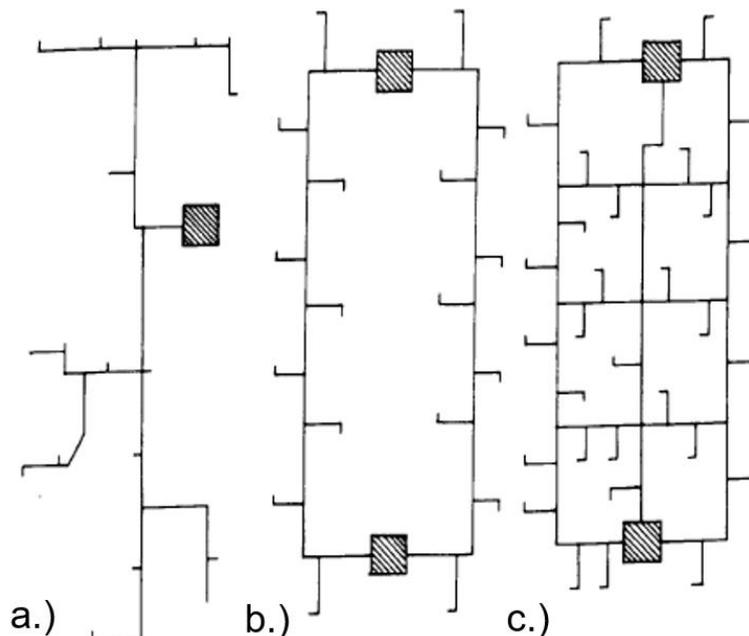


Abb. 2.2: Unterschiedliche Systeme von Fernwärmenetzen: a.) Strahlennetz, b.) Ringnetz, c.) vermaschtes Netz (Hohenwarter, et al., 2005)

Das Wiener Fernwärmenetz besteht aus einem Primärnetz, mit einer stetig wachsenden Leitungslänge von ca. 560 km (Stand 2015), an das alle Erzeuger und Hochtemperaturverbraucher wie Krankenhäuser und Industriegebäude angeschlossen sind. Die Vorlauftemperaturen sind in diesem sehr hoch, sie liegen je nach Außentemperatur zwischen 95 und 150 °C. Im Winter sind die Temperaturen dabei höher, um die notwendigen Kapazitäten transportieren zu können. An den Fernwärmeübergabestationen wird die Wärme vom Primärnetz an viele, durch einen Wärmetauscher hydraulisch getrennte, Sekundärnetze übergeben. In diesen liegen die Vorlauftemperaturen je nach Außentemperatur bei nur 63-90 °C, was die Nutzung von kostengünstigeren Rohrleitungsmaterialien ermöglicht und die Wärmeverteilungsverluste reduziert (e-genius).

2.2 Wärmepumpe

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass Energie weder erzeugt, noch vernichtet werden, sondern nur umgeformt werden kann (Baehr, et al., 2016 S. 40). Dieses Postulat kann durch das Beispiel eines Gasturbinenkraftwerks zur Erzeugung elektrischen Stroms veranschaulicht werden. Erdgas setzt bei dessen Verbrennung die gebundene chemische Energie frei und verwandelt diese in Wärme. Das heiße Rauchgas wird daraufhin in einer Turbine entspannt, welche eine Welle antreibt, die in einem Generator mündet, der die mechanische Rotationsenergie und elektrische Energie, ergo Strom, umwandelt (Abb. 2.3). Daraus folgt der Schluss, dass ein Wärmebedarf, im Sinne von erwünschter Wrmezu- oder -abfuhr, immer durch Wandlung und Transport erfüllt werden muss.

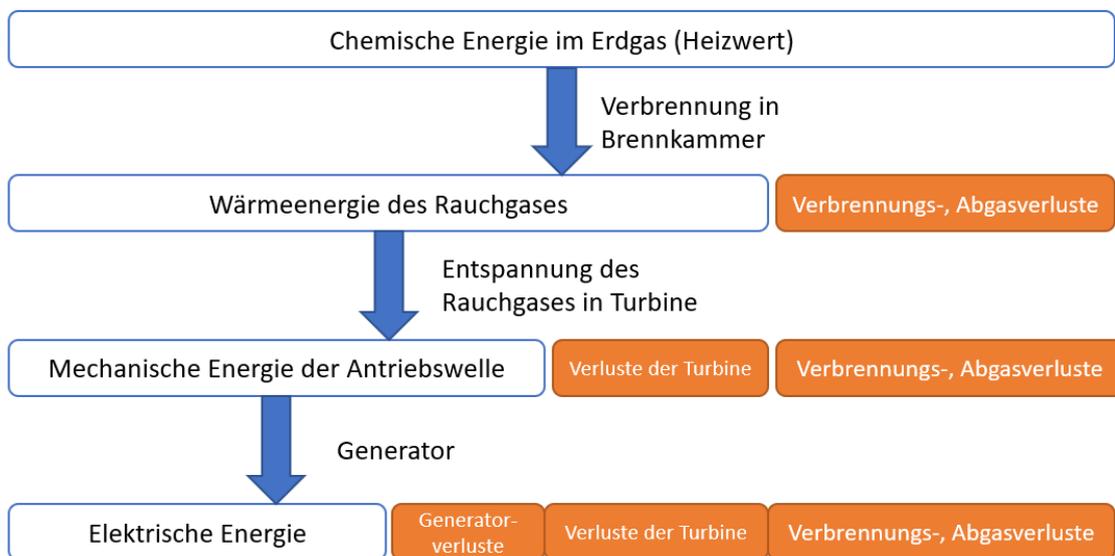


Abb. 2.3 Umwandlung der Energieformen und schematische Darstellung der Verluste einer Gasturbine

2.2.1 Konzept

Eine Wrmpumpe bietet die Möglichkeit, Energie in Form von Wärme an einem Ort zu entziehen und an einem anderen abzugeben. Eine typische Anwendung ist zum Beispiel eine Erdreichwrmpumpe, bei der dem Erdreich Wärme entzogen wird, welche dann für die Beheizung eines Hauses verwendet werden kann. Das Prinzip der Wrmpumpe ermöglicht es dabei, dass dem Erdreich Wärme auf einem durchschnittlichen Temperaturniveau einer Heizperiode von 8 °C (Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015 S. 73) entzogen und in weiterer Folge verwendet wird, um Wohnräume auf Temperaturen bis zu 26 °C zu heizen.

Nutzt man bei einer Wrmpumpe nicht die warme, sondern die kalte Seite, spricht man auch von einer Kältemaschine. Wie bei obigen Beispiel wird Wärme auf einem tiefen Temperaturniveau entzogen. Die anfallende Wärme wird abgeführt und ist in diesem Fall nur Abwärme.

Bei Wrmpumpenprozessen handelt es sich um linksdrehende Prozesse, wie im Ts-Diagramm (Abb. 2.4) dargestellt. Der Perkins-Evans-Prozess dient als Referenzkreislauf für unterkritische Verdichterkreislufe, welche in ihrer einfachsten Form aus vier Komponenten bestehen: Zwei Wärmetauscher, einer als Kondensator und einer als Verdampfer betrieben, einem Verdichter und einer Drossel. In diesem idealisierten Vergleichsprozess liegt das Kältemittel im Punkt (1) auf

niedrigem Druckniveau vor und wird von 1 → 2 isentrop, sprich reibungsfrei und adiabat, auf das Hochdruckniveau verdichtet.

Im Punkt (2) spricht man vom überhitzten Zustand, das Kältemittel ist gasförmig und weist die höchste Temperatur im gesamten Kreislauf auf. Anschließend gibt es im Kondensator bei konstantem Druck Wärme ab, wobei zuerst ein Temperaturabfall stattfindet, ehe es das Sattdampfgebiet erreicht und, sofern Reinstoffe als Kältemittel verwendet werden, bei konstanter Temperatur kondensiert (2 → 3). Dabei wird Wärme im Kondensator an ein externes Medium, z.B. Wasser oder Luft abgegeben. Von 3 → 4 folgt eine isenthalpe Entspannung in einer Drossel, bei der eine drastische Druck- und Temperatursenkung auftritt. Beim Austritt aus der Drossel liegt das Kältemittel als Zweiphasengemisch vor, man spricht dabei von Nassdampf. Es nimmt im Verdampfer Wärme (z.B. aus der Umgebung) auf und verdampft dabei vollständig (4 → 1).

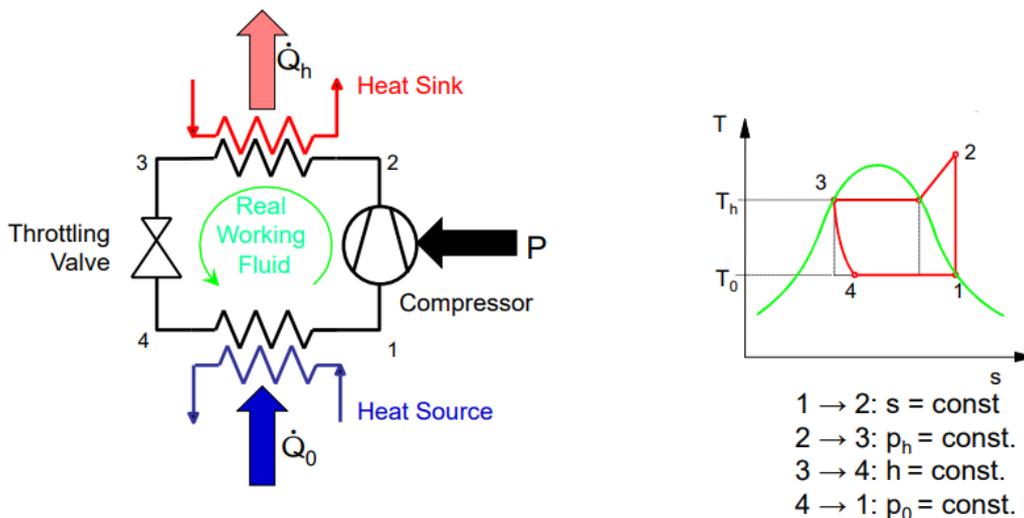


Abb. 2.4 Perkins-Evans Kreislauf (Rieberer, 2016 S. 9)

Im Unterschied zu dem gezeigten Vergleichsprozess, treten in Realität einerseits Abweichungen aufgrund von Verlusten auf und andererseits können technische Maßnahmen getroffen werden, welche die Effizienz des Kreislaufes positiv beeinflussen.

Grundsätzlich ist die beschriebene Ausführung nicht die allgemeinste Form eines Kälteprozesses, wenn es auch die meist verbreitete darstellt. Mit den Begriffen „Verdampfer“ und „Kondensator“ für die jeweiligen Wärmetauscher wird festgelegt, dass es sich um einen sogenannten Kaltdampfprozess handelt, bei dem das Arbeitsmedium (Kältemittel) in den Wärmetauschern jeweils einen Phasenwechsel zwischen flüssig und gasförmig bzw. umgekehrt durchläuft.

Im Kontrast dazu steht das Kaltgasverfahren, bei dem Gase wie Luft oder Helium als Arbeitsmedium zum Einsatz kommen, die während des Kreislaufes keine Phasenänderung vollziehen (Dohmann, 2016).

2.2.2 Kältemittel

Aus dem gezeigten T/s-Diagramm erschließt sich die elementare Anforderung an das Kältemittel, dass es auf den anwendungsspezifisch benötigten Temperaturniveaus in flüssiger und gasförmiger Phase auftreten kann. Im Laufe der Jahre wurde eine Vielzahl von Kältemitteln in Betracht gezogen und verwendet, z.B. NH_3 , CO_2 , CCl_4 , HCs (Kohlenwasserstoffe) oder FCKWs (Fluorchlorkohlenwasserstoffe), ein Großteil davon war giftig, entflammbar und/oder hoch reaktiv. FCKWs fanden ab den 1930ern großflächig Anwendung und verdrängten auf ihrem Weg NH_3

und CO₂, da sie bessere thermodynamische Eigenschaften aufwiesen und zudem sicherer und beständiger waren. Bekannterweise verursachen diese allerdings bei Austritt in die Atmosphäre einen Abbau der Ozonschicht und wurden 1987 im Rahmen des Montreal-Protokolls verboten. Als Ersatz wurden in den späten 80ern teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (H-FCKWs) und Fluorkohlenwasserstoffe (HFKWs, z.B. R134a) herangezogen, welche allerdings bereits früh als Treiber der globalen Erwärmung erkannt wurden. Im Rahmen des Kyoto-Protokolls (1997) wurde ein Phase-out der H-FCKWs bis 2020-2030 und der HFKWs bis 2025-2040 beschlossen, weshalb diese beiden synthetischen Kältemittelklassen nur Interimslösungen darstellen. (Abas, et al., 2018 S. 2f.)

Kältemittel lassen sich in drei Stoffklassen unterteilen (Dohmann, 2016 S. 63f.):

- Anorganische Kältemittel
- Kohlenwasserstoffe
- Halogenierte Kohlenwasserstoffe

Zu den wichtigsten Vertretern der anorganischen Kältemittel zählen Ammoniak NH₃, Kohlenstoffdioxid (CO₂) und Wasser (H₂O). Ammoniak weist gute thermodynamische Eigenschaften auf, denen aber dessen gesundheitsschädliche Wirkung und die chemische Reaktivität gegenüberstehen.

Kohlenstoffdioxid verfügt ebenfalls über ansprechende Eigenschaften, allerdings sind die auftretenden Dampfdrücke äußerst hoch. Wasser kann nur im Temperaturbereich über 0 °C eingesetzt werden, weshalb es für die meisten Kühlanwendungen uninteressant ist. Ein weiteres Manko ist der niedrige Dampfdruck bei niedrigen Temperaturen, weshalb enorme Rohrdurchmesser von Nöten sind.

Kohlenwasserstoffe wurden früher bereits als Kältemittel eingesetzt und sind auch heute wieder verstärkt im Fokus der Diskussion (Dohmann, 2016 S. 65). Die klassischen Vertreter sind Methan, Ethan, Propan, Butan, Isobutan, Ethylen und Propylen. Sie sind ozonfreundlich, weisen einen vergleichsweise (zu HFKWs) niedrigen GWP-Wert auf, bieten exzellente Mischbarkeit mit Öl und sind mit den aktuell vorhandenen Wärmepumpensystemen kompatibel. Gegen sie spricht die Reaktivität mit Luft welche zu Flammbarkeit und bei bestimmten Mischungsverhältnissen sogar zu Explosivität führt. Aktuell sind HCs in Haushaltskühlschränken, Gefriertruhen und Klimaanlageanlagen in Verwendung (Abas, et al., 2018 S. 2).

Die halogenierten Kohlenwasserstoffe sind synthetische Kältemittel, welche auf den Ruf nach ungiftigen und nicht brennbaren Kältemitteln entwickelt wurden. In Kohlenwasserstoffen wurden einzelne Wasserstoffatome durch verschiedene Variationen von Chlor und Fluor ersetzt, wodurch Nicht-Brennbarkeit und in weiterer Folge sogar eine Optimierung des kalorischen Verhaltens erreicht werden konnte.

Erst nach der flächendeckenden Einführung wurden die negativen Auswirkungen auf die Umwelt festgestellt, zu denen unter anderem Ozonabbau, Beitrag zur globalen Erwärmung, Ozonbildung in Bodennähe und toxische Reaktionsprodukte (z.B. HCl) bei Einwirkung von Feuer zählen. Zu den daraus entstandenen Derivaten zählen unter anderem die Fluor-Paraffine (unter anderem R245fa), fluorierte Ether und fluorierte Olefine (HFOs, z.B. R-1234ze) (Dohmann, 2016 S. 68f.).

2.2.3 Komponenten

Ein Kältekreislauf besteht in seiner einfachsten Form aus 4 Komponenten, Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Drossel. Der folgende Abschnitt geht auf diese näher ein, beschreibt die thermodynamischen Zusammenhänge und zeigt zusätzliche Komponenten, die bei der betrachteten Anlage zum Einsatz kommen.

a.) Wärmetauscher

Verdampfer werden in Wärmepumpen zur Kühlung von externen Medien, welche flüssig (Wasser, Sole) oder gasförmig (Luft) sein können, verbaut. Kältemittelseitig bleibt die Temperatur im Zweiphasengebiet konstant, während die Temperatur des externen Mediums abgesenkt wird. Die zugeführte Energie führt zum Verdampfen des Kältemittels, bis am Austritt Sattdampfzustand erreicht ist (Abb. 2.5). Vor dem Verdampfer befindet sich ein Expansionsventil, das einerseits den Verdampfungsdruck und andererseits die Sauggasüberhitzung regelt. (Dohmann, 2016 S. 121)

In Kondensatoren (Abb. 2.6) hingegen wird Wärme an ein Kühlmedium, z.B. Kühlwasser abgegeben. Das Kältemittel kondensiert dabei bei konstanter Temperatur im Zweiphasengebiet, während sich das Kühlwasser erwärmt.

Die Fluidströme sind durch eine materielle Wand voneinander getrennt, durch die Wärme vom Fluid mit der höheren Temperatur auf das kältere übertragen wird. Die Flussrichtung kann dabei im Gleichstrom, Gegenstrom, Kreuzstrom oder Kombinationsformen dieser drei erfolgen (Baehr, et al., 2016 S. 46).

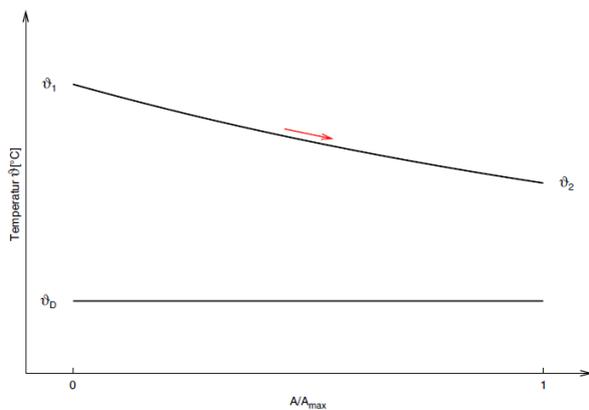


Abb. 2.5 Temperaturverlauf in einem Verdampfer ohne Überhitzung des Kältemittels (Dohmann, 2016 S. 122)

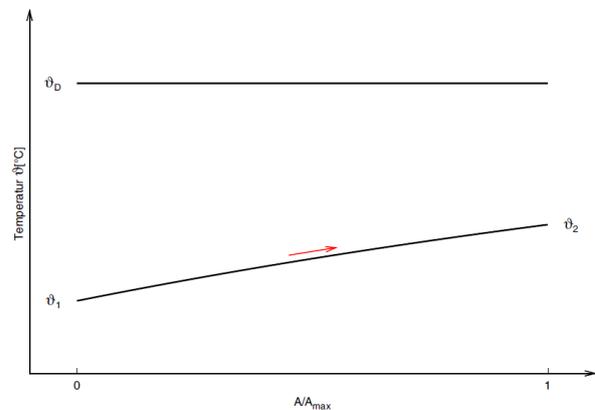


Abb. 2.6 Temperaturverlauf in einem Kondensator ohne Unterkühlung des Kältemittels (Dohmann, 2016 S. 122)

In Abb. 2.7 wird der Wärmetauscher schematisch als Blackbox dargestellt. Medium 1 strömt mit der Temperatur ϑ_1' in den Wärmetauscher und verlässt ihn mit ϑ_1'' , Medium 2 analog mit ϑ_2' und ϑ_2'' . Die Temperaturänderung der beiden Medien hängt von deren Massenströmen, Eintrittstemperaturen und der Wärmedurchgangszahl U bzw. dessen Fläche A ab. Der transportierte Wärmestrom kann mittels der Formel Gl.(2-1) berechnet werden,

$$\dot{Q}_{12} = U \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \tag{2-1}$$

wobei $\Delta\vartheta_m$ die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz bezeichnet. $\Delta\vartheta_m$ wird ist laut Gl.(2-2) und Gl.(2-3) definiert als:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\Delta\vartheta_L - \Delta\vartheta_R)}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_L}{\Delta\vartheta_R}\right)} \tag{2-2}$$

$$\Delta\vartheta_L = \vartheta_2' - \vartheta_1'', \quad \Delta\vartheta_R = \vartheta_2'' - \vartheta_1' \tag{2-3}$$

Gleichzeitig gilt, dass der übertragene Energiestrom auf beiden Seiten gleich groß sein muss, und aus Produkt der Enthalpiedifferenz und dem Massenstrom berechnet werden kann (von Böckh, et al., 2014 S. 229ff.).

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_1 \cdot (h_1'' - h_1') = \dot{m}_2 \cdot (h_2' - h_2'') \quad (2-4)$$

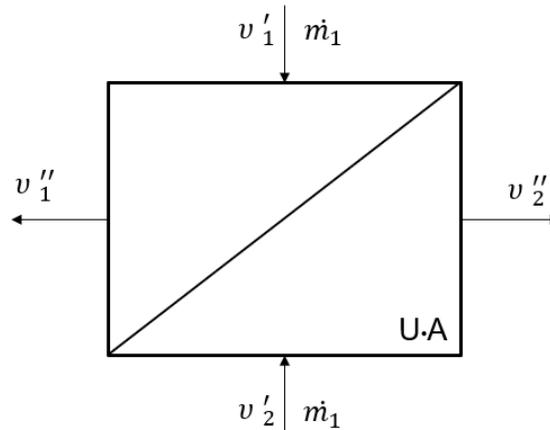


Abb. 2.7 Schematische Darstellung eines allgemeinen Wärmetauschers

Eine Alternative zu der in Gl.(2-1) gezeigten Modellierung des übertragenen Wärmestroms stellt die NTU-Methode dar (Bergman, et al., 2011 S. 722ff.).

Dafür muss die Effektivität eines Wärmetauschers definiert werden. Um allerdings über eine Effektivität sprechen zu können, muss zuerst der maximal mögliche Wärmestrom \dot{Q}_{max} bestimmt werden. Dieser wird theoretisch in einem unendlich langen Gegenstromwärmetauscher erreicht, wenn das Medium mit dem geringeren Wasserwert C_{min} die maximal mögliche Temperaturänderung $T_{h,in} - T_{c,in}$ erfährt. Der Wasserwert ist dabei nach Gl.(2-5) als das Produkt des Massenstroms und der spezifischen Wärmekapazität eines Mediums definiert:

$$C_i = \dot{m}_i \cdot c_{p,i} \quad (2-5)$$

Der Index h bezeichnet im folgenden das heiße und der Index c das kalte Medium. Es gilt dann Gl.(2-6):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2-6)$$

Damit lässt sich die Effektivität ε des Wärmetauschers nach Gl.(2-7) definieren. Sie bezeichnet das Verhältnis zwischen dem realen \dot{Q} und dem maximal möglichen Wärmestrom:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2-7)$$

Die Effektivität muss dabei per Definition im Bereich $0 \leq \varepsilon \leq 1$ liegen. Es kann für jeden Wärmetauscher gezeigt werden, dass die Effektivität eine Funktion der Wasserwerte und des NTU-Wertes (number of transfer units) ist. Der NTU-Wert ist eine dimensionslose Kennzahl und nach Gl.(2-8) definiert:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (2-8)$$

Es können nun für verschiedene Typen von Wärmetauschern Zusammenhänge zwischen der Effektivität und dem NTU-Wert hergeleitet werden. Für Gegenstromwärmetauscher ergibt sich z.B. Gl.(2-9):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - Cr))}{1 - Cr \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - Cr))} \quad (2-9)$$

Dabei bezeichnet Cr das Verhältnis der Wasserwerte $Cr \equiv C_{min}/C_{max}$. Wird dieses Verhältnis zu $Cr = 0$, weil die spezifische Wärmekapazität des Mediums mit C_{max} gegen unendlich geht, so wie es in Verdampfern und Kondensatoren der Fall ist, vereinfacht sich Gl.(2-9) zu Gl.(2-10):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2-10)$$

Diese Funktionen sind in Abb. 2.8 grafisch dargestellt:

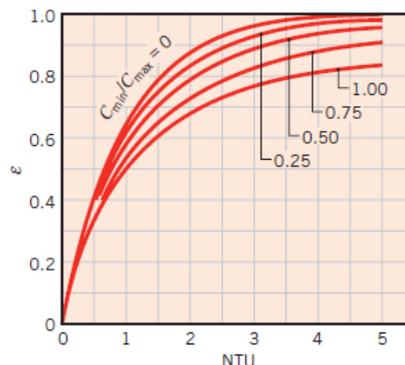


Abb. 2.8: Effektivität eines Gegenstromwärmetauschers (Bergman, et al., 2011 S. 726)

Mit dieser Modellierung kann die übertragene Wärme in einem Wärmetauscher beschrieben werden, wenn der U-Wert, die Fläche, die Wasserwerte der beiden Medien und die jeweiligen Eintrittstemperaturen oder die zu übertragene Leistung bekannt sind.

b.) Verdichter

Die Aufgabe des Verdichters besteht darin, das Kältemittel auf einem niedrigen Druckniveau anzusaugen und auf hohem Druckniveau auszustoßen. Zu den Bauarten zählen Vertreter der Kolben-, Schrauben-, Scroll- und Turboverdichter (Dohmann, 2016 S. 109).

Das angesaugte Volumen ist dabei pro Hub oder Umdrehung konstant, weshalb die Dichte des Kältemittels beim Ansaugen den geförderten Massenstrom und damit maßgeblich die erzielbare Kälteleistung bestimmt. Verdichter mit Drehzahlregelung werden an einen Frequenzumrichter angeschlossen und können den Massenstrom durch ihre Drehzahl an den momentanen Kälteleistungsbedarf anpassen.

Verdichterhersteller bieten zu Auslegungszwecken Datenblätter an, die in Abhängigkeit der Randbedingungen angeben, welche Kälteleistung, elektrische Stromaufnahme, Heißgastemperaturen oder Massenströme erreicht werden. Zu diesen Randbedingungen zählen das Verdichtermodell, die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, die Sauggasüberhitzung und die Flüssigkeitsunterkühlung.

Aus diesen Datenblättern können bei der Erstellung eines Simulationsmodells Kennfelder abgeleitet werden, mit deren Hilfe das Verhalten der Verdichter beschrieben werden kann.

c.) Expansionsventile

Die Hauptfunktion eines Expansionsventils liegt im Druckabbau des flüssigen Kältemittels, um in weiterer Folge die Zustandsänderung von flüssig zu gasförmig durch Wärmeaufnahme im

Verdampfer zu ermöglichen. Drosseln können diese Aufgabe ohne Arbeitszufuhr erfüllen (Cengel, 2013 S. 223). Thermische Expansionsventile (THX) werden den heutigen Anforderungen oft nicht mehr gerecht, weshalb vermehrt elektronische Expansionsventile (EEV) zum Einsatz kommen (Chen, et al., 2018 S. 2).

Die Funktionsweise des EEV ist im Grunde gleich wie die eines thermostatischen Expansionsventils. Dem EEV wird eine gewünschte Überhitzung des Sauggases vorgegeben, die ein Ansaugen von Flüssigkeit des Verdichters verhindern soll. Es vergleicht regelmäßig die Sauggastemperatur mit der Verdampfungstemperatur, deren Differenz die gewünschte Überhitzung betragen soll. Ist diese Überhitzung zu groß, öffnet sich das Ventil um mehr Kältemittelmassenstrom zu erlauben, wodurch die Überhitzung wieder sinkt. Umgekehrt reduziert das EEV die Öffnung um den Massenstrom zu senken, wenn die Überhitzung zu klein wird.

2.2.4 Effizienzkennzahlen

Effizienz ist immer als das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand definiert. Bei der betrachteten Wärmepumpe wird sowohl die kalte als auch die warme Seite genutzt. Die Effizienzkenngröße der kalten Seite wird als Energy Efficiency Rating (EER) bezeichnet. Der Nutzen ist dabei die erzeugte Kälteleistung $\dot{Q}_{cooling}$ und der Aufwand die elektrische Leistung P_{el} , die von den Verdichtern aufgenommen wird (Gl.(2-11)).

$$EER = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{P_{el}} \quad (2-11)$$

Auf der warmen Seite ist der Nutzen die abgegebene Heizleistung $\dot{Q}_{heating}$, die zugehörige Effizienzkennzahl ist der Coefficient of Performance (COP), der laut Gl.(2-12) definiert ist.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{heating}}{P_{el}} \quad (2-12)$$

Eine Energiebilanz der Wärmepumpe zeigt, dass sich die Heizleistung unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten nach Gl.(2-13) aus der Summe aus Kälteleistung und elektrischer Antriebsleistung zusammensetzt.

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{Q}_{cooling} + P_{el} \quad (2-13)$$

Daraus folgt, dass COP und EER wie in Gl.(2-14) zusammenhängen:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{heating}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{cooling} + P_{el}}{P_{el}} = EER + 1 \quad (2-14)$$

Beim EER und dem COP handelt es sich um Momentaufnahmen der Effizienz einer Wärmepumpe. Diese Werte gelten nur für einen bestimmten Betriebspunkt und sind von der aktuellen Last und den Randbedingungen, wie zum Beispiel den Temperaturen von Wärmequelle und -senke abhängig. Aussagekräftiger sind oft Effizienzkennzahlen, die sich auf einen längeren Zeitraum beziehen. Der Seasonal Performance Factor (SPF_c , SPF_h) ermittelt die Effizienz der Anlage über das Verhältnis von der in einer Periode, (z.B. einem Kalenderjahr) erzeugten Kälte- bzw. Heizenergie zu der aufgenommenen elektrischen Energie (Gl.(2-15), Gl.(2-16)).

$$SPF_c = \frac{\int_{\tau} \dot{Q}_{cooling} dt}{\int_{\tau} P_{el} dt} \quad (2-15)$$

$$SPF_h = \frac{\int_{\tau} \dot{Q}_{heating} dt}{\int_{\tau} P_{el} dt} \quad (2-16)$$

2.3 Anlagenhydraulik

Die Aufgabe der Anlagenhydraulik besteht darin, die notwendigen Komponenten so in einen Kreislauf zwischen Energieerzeuger und Verbraucher einzubinden, dass für folgende Systemelemente optimale Betriebsbedingungen bestehen (Siemens, 2017 S. 3):

- Wärmepumpe
- Transport des Wärme-/Kältemediums
- Regeleinrichtungen

Im Folgenden werden zuerst relevante hydraulische Schaltungen, die in einer abgewandelten Form in der Arbeit aufgegriffen werden, vorgestellt und dann die dort verbauten Komponenten kurz behandelt.

2.3.1 Hydraulische Grundschaltungen

Die klassischen hydraulischen Schaltungen, wie sie in der Literatur zu finden sind, finden bei der betrachteten Anlage keine Anwendung, denn sie setzen den konventionellen Fall voraus, bei dem das Wasser dem Fernwärmeverlauf entnommen und in den Fernwärmerücklauf wieder eingespeist wird. Der Druck ist im Vorlauf immer höher als im Rücklauf, was als Netzdruckdifferenz bezeichnet wird. Deshalb muss in diesem konventionellen Fall durch Stellventile verhindert werden, dass der Vorlauf durch die Anlage direkt in den Rücklauf gedrückt wird. Für den Fall, wie es bei der betrachteten Anlage zutrifft, dass das Wasser dem Rücklauf entnommen und in den Vorlauf eingespeist wird, muss eine Förderpumpe die Netzdruckdifferenz aufbringen.

Der Verbraucher, auf den sich in den folgenden Ausführungen bezogen wird, ist im Fall der betrachteten Anlage der Kondensator der Wärmepumpe. Es wird nochmals darauf hingewiesen, dass die Abbildungen der hydraulischen Schaltungen, die der Literatur entnommen wurden, stets davon ausgehen, dass dem Fernwärmenetz heißes Wasser zu Heizzwecken entnommen und im kalten Zustand wieder zugeführt wird, was allerdings bei der Anlage, die Gegenstand dieser Arbeit ist, nicht zutrifft.

a. Beimischschaltung

Die Beimischschaltung ist durch einen mengenkonstanten Durchfluss am Verbraucher gekennzeichnet. Die Anpassung der Leistung erfolgt dabei über ein Dreiwegeventil, über das je nach Wärmebedarf kaltes Rücklaufwasser zu dem heißen Vorlaufwasser beigemischt werden kann (Abb. 2.9). Je nach Stellung des Dreiwegeventils kann der Verbraucher also mit Temperaturen zwischen der Vorlauftemperatur t_p und der Sekundärücklauftemperatur t_R versorgt werden. Wichtig ist dabei, dass an den mengenvariablen Toren A und B kein Differenzdruck ansteht, da sonst die Regelfähigkeit des Ventils negativ beeinflusst wird (Zapfel, 2006 S. 49).

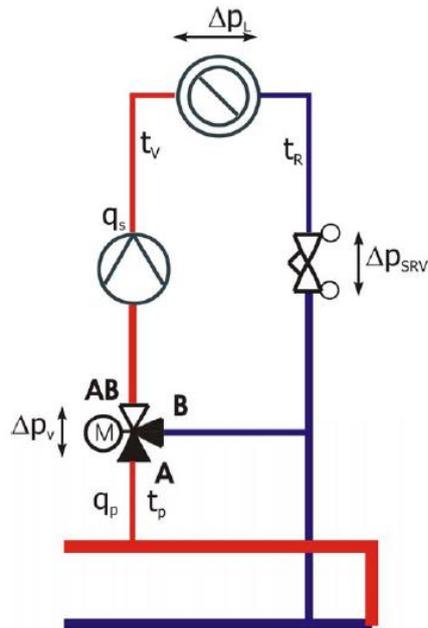


Abb. 2.9: Schaltbild einer Beimischschaltung (Zapfel, 2006 S. 49)

b. Einspritzschaltung

Die Einspritzschaltung (Abb. 2.10) zeichnet sich durch einen mengenkonstanten Durchfluss am Verbraucher aus. Die Leistungsanpassung erfolgt durch die variable Temperatur t_v im Sekundärkreisvorlauf. Für diese Schaltung ist ein Differenzdruck erforderlich, der von der Primärpumpe aufgebracht werden muss. Die Regelung funktioniert dabei über das Regelventil (3), dessen Öffnung bestimmt, wieviel kalter Sekundärücklauf in den heißen Primärvorlauf t_p eingespritzt wird. Der Vorteil dieser Schaltung ist, dass Systeme mit unterschiedlichen Temperaturniveaus miteinander kombiniert werden können. So kann z.B. eine Fußbodenheizung, die auf maximal 45 °C ausgelegt ist ohne Probleme an ein Fernwärmenetz mit 90 °C angeschlossen werden, solange durch die Öffnung des Regelventils dafür gesorgt ist, dass immer die gewünschte Mischtemperatur im Punkt A vorliegt (Zapfel, 2006 S. 43).

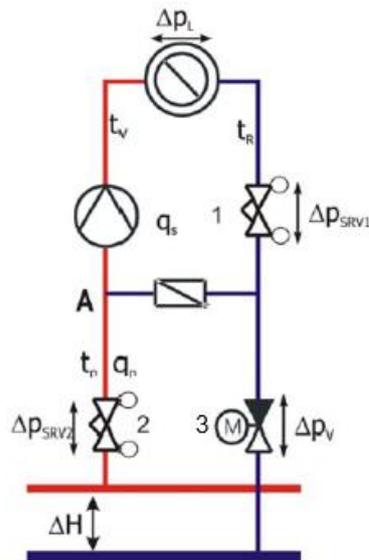


Abb. 2.10: Schaltbild einer Einspritzschaltung (Zapfel, 2006 S. 43)

c. Drosselschaltung

Die Drosselschaltung unterscheidet sich von den beiden vorangegangenen Varianten dadurch, dass kein mengenkonstanter Durchfluss am Verbraucher anliegt (Zapfel, 2006 S. 37). Das Medium wird durch die herrschende Druckdifferenz durch die Anlage gedrückt. Das Regelventil bestimmt dabei über seine Öffnung Δp_v den Druckverlust innerhalb der Anlage und damit den Volumenstrom, der durch die Anlage gefördert wird. Der Nachteil an dieser Variante ist, dass die Vorlauftemperatur des Verbrauchers t_v nicht geregelt werden kann.

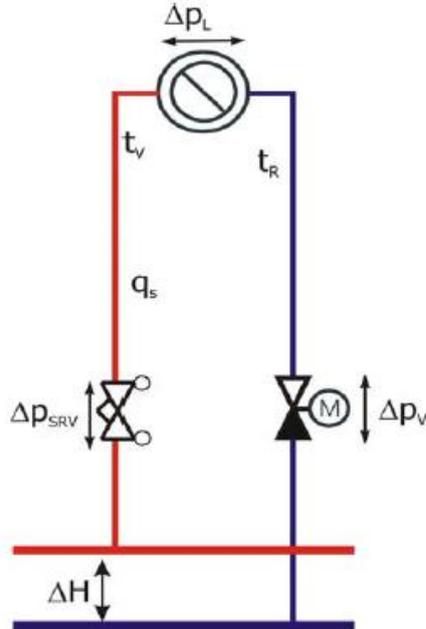


Abb. 2.11: Schaltbild einer Drosselschaltung (Zapfel, 2006 S. 37)

2.3.2 Komponenten von hydraulischen Schaltungen

Die vorgestellten hydraulischen Schaltungen bestehen im Wesentlichen aus denselben, wenigen Komponenten, die unterschiedlich angeordnet werden. In erster Linie sind das Pumpen und verschiedene Arten von Ventilen. Um den Rahmen nicht zu sprengen und den Grad der Detaillierung in Grenzen zu halten, werden neben diesen beiden nur Speicher und hydraulische Weichen näher beleuchtet.

a. Pumpen

Pumpen haben die Aufgabe flüssiges Medium zu fördern, wofür sie Antriebsleistung benötigen. Mit einer gegebenen Antriebsleistung P kann die Pumpe - unter Vernachlässigung von Verlusten - nach Gl.(2-17) in Abhängigkeit der zu überwindenden Druckdifferenz Δp den Volumenstrom \dot{V} fördern. (Anm.: Die Druckdifferenz Δp wird oft als Förderhöhe H in Metern Wassersäule [mWs] angegeben, wobei 1 bar Druckdifferenz in etwa 10 mWs entspricht. Der Volumenstrom \dot{V} wird auch oft mit dem Buchstaben Q bezeichnet.)

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (2-17)$$

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich die Pumpenkennlinie für eine bestimmte Drehzahl n nach Abb. 2.12.:

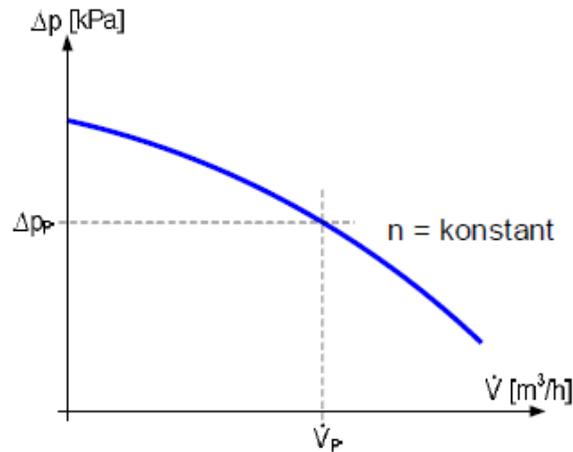


Abb. 2.12: Pumpenkennlinie für eine bestimmte Drehzahl (Siemens, 2017 S. 36)

Die Druckverluste innerhalb der Anlage sind vom Volumenstrom abhängig, woraus sich die Anlagenkennlinie (Abb. 2.13) ableitet. Genauer betrachtet wird diese von folgenden Parametern beeinflusst (Siemens, 2017 S. 36):

- Temperatur
- Strömungsgeschwindigkeit
- Volumendurchfluss
- Reibung
- Geometrien
- Medium

Die Anlagenkennlinie zeigt, dass mit dem Volumenstrom die Druckverluste innerhalb der Anlage quadratisch ansteigen.

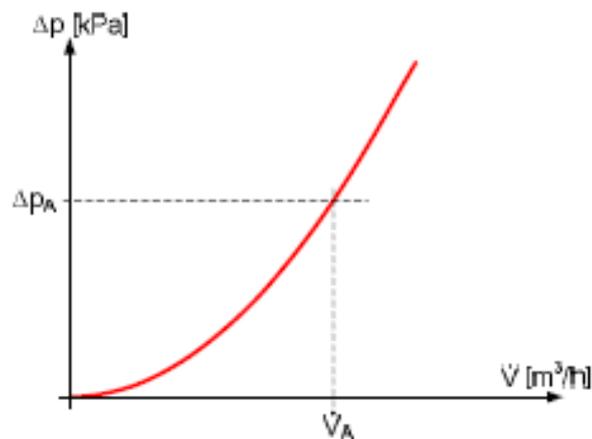


Abb. 2.13: Anlagenkennlinie (Siemens, 2017 S. 36)

Kombiniert man die beiden Kennlinien, erhält man den Betriebspunkt der Anlage für eine bestimmte Pumpe (Abb. 2.14).

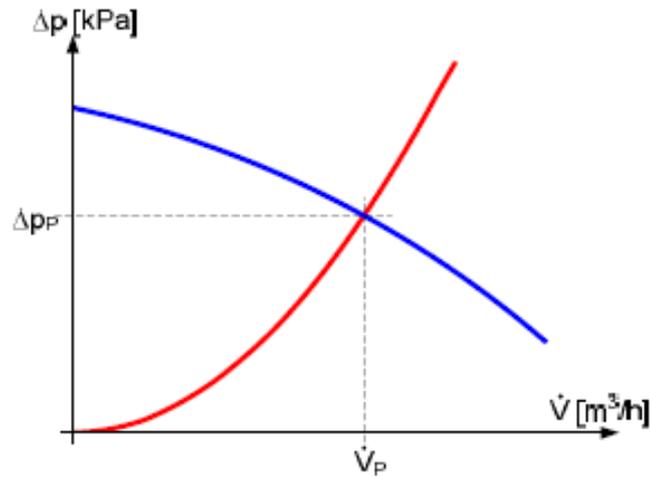


Abb. 2.14: Betriebspunkt einer Pumpe (Siemens, 2017 S. 36)

b. Ventile

Ventile werden in verschiedenen Bauformen verwendet (Abb. 2.15). Die einfachste Ausführung ist ein Absperrventil, bei dem es die Zustände „auf“ und „zu“ gibt, und die Aufgabe erfüllt, bestimmte Abschnitte der hydraulischen Anlage für das Medium zugänglich zu machen oder abzuschotten.

Ventile mit Rückschlagfunktion haben keine signifikante Auswirkung auf die Durchflussmenge, bestimmen aber die Richtung in die das Medium das Ventil durchfließen kann.

Mengenregulierventile bewirken je nach Öffnung einen Druckverlust und begrenzen damit die Fördermenge. Sie werden üblicherweise bei der Inbetriebnahme auf einen gewünschten Wert eingeregelt und bleiben im Betrieb bei dieser Öffnung.

Dahingegen werden Regelventile verwendet, um bei einer konstanten Drehzahl der Pumpe den Volumenstrom zu verändern, indem sich durch eine Änderung der Öffnung des Ventils der Druckverlust des Ventils (und damit die Anlagenecklinie) verändert, wodurch sich der Betriebspunkt der Pumpe gemäß Kennlinie verschiebt.

Dreiwegventile besitzen ein mengenkonstantes und zwei mengenvariable Tore. Je nach Öffnung des Ventils setzt sich der Volumenstrom des mengenkonstanten Tores aus Anteilen der beiden anderen Tore zusammen.

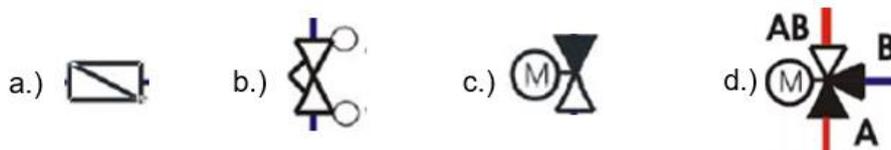


Abb. 2.15: Schematische Darstellung verschiedener Ventilarten:

a.) Ventil mit Rückschlagfunktion, b.) Mengenregulierventil, c.) Regelventil, d.) Dreiwegventil (Zapfel, 2006 S. 36ff.)

c. Speicher

Speicher ermöglichen grundsätzlich, dass Angebot und Nachfrage an Wärme (oder „Kälte“) zeitlich versetzt voneinander erfolgen können. Verdichter von Wärmepumpen haben die

Eigenschaft, dass sie eine Mindestdrehzahl, der folglich eine Mindestleistung zugewiesen ist, aufweisen. Liegt der Bedarf des Verbrauchers unter dieser Mindestleistung, kann der Speicher beladen werden, während der Verbraucher aus eben diesem Speicher versorgt wird. Dadurch kann einerseits der On/Off-Betrieb der Wärmepumpe in Abhängigkeit des Fassungsvermögens des Speichers reduziert werden und andererseits der Verbraucher immer mit der Leistung versorgt werden, die er gerade benötigt.

d. Hydraulische Weiche

Wassermengen schwanken üblicherweise sowohl auf Erzeuger- als auch auf Verbraucherseite. Diese Unterschiede in den Durchflussmengen müssen ausgeglichen werden, damit sich die beiden Kreise nicht gegenseitig negativ beeinflussen. Dazu dient eine hydraulische Weiche, die einen Druckausgleich zwischen Primär- und Sekundärkreis ermöglicht und sie voneinander entkoppelt (Abb. 2.16). Dabei ist darauf zu achten, dass keine unerwünschten Flüsse innerhalb der hydraulischen Weiche stattfinden (Zapfel, 2006 S. 57f.).

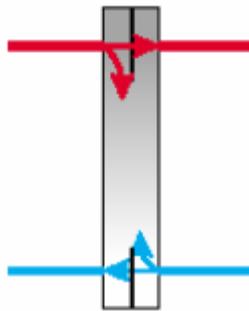


Abb. 2.16: Grundprinzip einer hydraulischen Weiche (Zapfel, 2006 S. 58)

3 ANLAGENAUFBAU

Das folgende Kapitel beschreibt das Anlagenprinzip und die einzelnen Komponenten der Gesamtanlage, welche Gegenstand dieser Arbeit ist. Nach einem Überblick werden der Leistungsbeschreibung des Industriepartners die technischen Spezifikationen und Einsatzgrenzen der Wärmepumpe entnommen und den Bieterangaben gegenübergestellt. Im Anschluss wird die Umsetzung dieser Anforderungen in Form der Wärmepumpe und deren Einbettung in die Anlagenhydraulik inklusive der Schnittstellen mit der Peripherie betrachtet.

3.1 Anlagenprinzip

Elementar betrachtet, bestand die Aufgabenstellung darin, am Standort Schuberring eine Wärmepumpe mit 200 kW Kälteleistung zu errichten, deren Abwärme zu 100 % in das Wiener Fernwärmeprimärnetz eingespeist wird. Im vorgesehenen Betrieb wird dabei "kaltes" Rücklaufwasser entnommen und erwärmt, welches dadurch auf das Temperaturniveau des Primärnetzvorlaufs angehoben wird und diesem zugeführt werden kann.

Die Wärmepumpe entspricht im Wesentlichen dem klassischen Prinzip und ist in zweistufiger Bauweise als Kaskade ausgeführt. Dem Gebäude wird Wärme entzogen, welche als Wärmequelle des Kältekreislaufes (Niedertemperatur, im folgenden NT-Stufe) dient und vom Kältemittel aufgenommen wird, welches durch einen Verdichter auf ein höheres Temperaturniveau gebracht wird. Bei konventionellen Anlagen würde dieses nun die entstehende Abwärme über luftgekühlte Rückkühler an die Umgebung abgegeben. In dieser Anwendung dient diese Abwärme allerdings als Wärmequelle für einen zweiten Kreislauf (Hochtemperatur, im folgenden HT-Stufe), welcher das Temperaturniveau noch einmal anhebt (Abb. 3.1). Dieses ist dann hoch genug, damit die Abwärme jenes zweiten Kreislaufes an das Fernwärmenetz abgegeben werden kann, ohne in diesem einen unerwünschten, Abfall der Temperatur hervorzurufen.

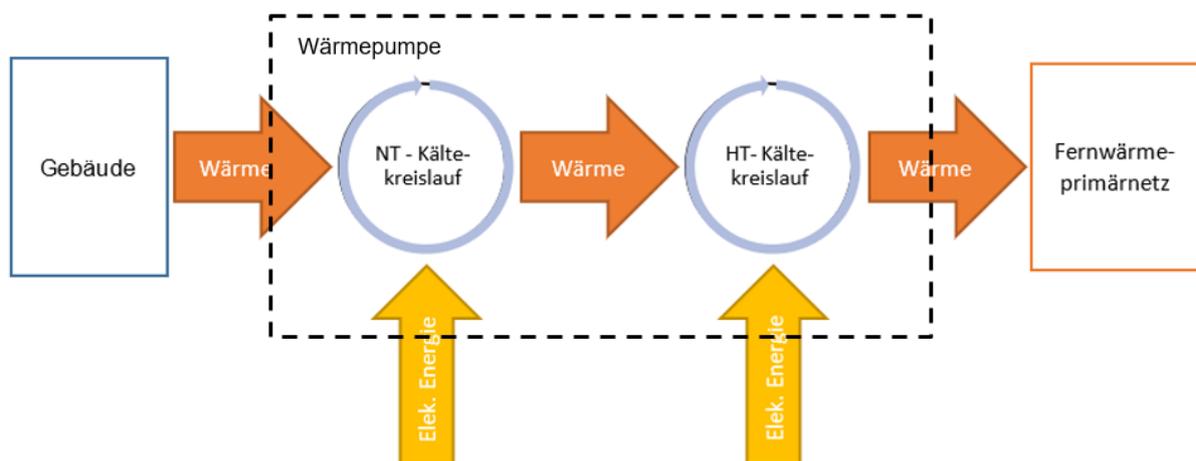


Abb. 3.1: Prinzip der Wärmeabfuhr über das Fernwärmenetz

Die in den Gl. (2-11)-(2-14) definierten Effizienzkennzahlen verwenden für die elektrische Leistung P_{el} jeweils die Summe der Antriebsleistung der Verdichter von NT- und HT-Stufe, es gilt Gl.(3-1):

$$P_{el} = P_{el,NT} + P_{el,HT} \quad (3-1)$$

3.2 Technische Spezifikationen

Im Rahmen der Leistungsausschreibung wurden einerseits spezifische Ausführungsvarianten und andererseits quantitative zu erreichende Leistungskennzahlen festgelegt. Neben der Erfüllung einschlägiger Richtlinien und Normen wurde z.B. gefordert, dass die Wärmepumpe in zweistufiger Bauweise (siehe Abb. 3.1) konzipiert wird, wobei für die Niedertemperaturstufe das Kältemittel R-1234ze und für die Hochtemperaturstufe R-245fa zu verwenden waren. Beide Stufen konnten vom Bieter entweder in ein- oder zweikreisiger Ausführung gestaltet werden, wobei zweikreisig bedeutet, dass innerhalb einer Stufe zwei, parallele, physisch voneinander entkoppelte, Kreisläufe existieren, die bei Bedarf auch separat voneinander betrieben werden können. Als Verdichterbauarten wurden Hubkolben-, Schrauben- oder Turboverdichter gefordert, die Leistung der Wärmepumpe musste zwischen 25 und 100 % stufenlos mittels Frequenzumrichter regelbar sein und die Schmierung auch im Teillastbetrieb sichergestellt sein. Die Wärmetauscher für die NT-Kältemittelverdampfung und HT-Kältemittelkondensation sowie der Kaskadenwärmetauscher zwischen den beiden Stufen waren jeweils als Platten- oder Rohrwärmebündeltauscher auszuführen und allseitig mit entsprechender Wärmedämmung zu versehen.

Die Regelung musste so gestaltet werden, dass sie nach einer Netzunterbrechung selbstständig wieder ordnungsgemäß in Betrieb geht. Zu regeln ist die Kaltwasseraustrittstemperatur durch einen PID-Algorithmus, der, in Abhängigkeit des Sollwerts, der aktuellen Abweichung von diesem, der Last und der Änderungsgeschwindigkeit, die Drehzahl der Verdichter anpasst. Zu häufiges Ein- und Ausschalten soll vermieden und beim Überschreiten der Einsatzgrenzen ein Abschaltvorgang eingeleitet werden.

Als Auslegungspunkt, um verschiedene Angebote von Herstellern vergleichbar zu machen, diente ein Szenario, bei dem das Kaltwasser im Verdampfer von 14 °C auf 8 °C abgekühlt und das Kühlwasser im Kondensator von 75 °C auf 85 °C erwärmt wird. Für diese Parameter wurde eine Kälteleistung von mindestens 200 kW und ein EER_{ges} (Verdichter, Schaltschrank, sämtliche andere Stromverbraucher der Wärmepumpeneinheit mit eingerechnet) von mindestens 1,2 gefordert. Darüber hinaus muss die Maschine in der Lage sein, auch bei Kühlwassertemperaturen von (80/90) °C ohne Unterbrechung Kälte liefern zu können. Die minimale Kälteleistung im Auslegungspunkt wurde mit 50 kW festgelegt, was vom Bieter nicht erreicht wird. In Tabelle 3.1 sind die Leistungsanforderungen den Bieterangaben gegenübergestellt.

3.3 Anlagenhydraulik

Die Wärmepumpe ist in eine umfangreiche Anlagenhydraulik eingebettet, welche sie einerseits mit dem Fernwärmeprimärnetz und andererseits mit den Klimatisierungseinrichtungen des Kälteverbrauchers (Tertiärnetz) koppelt. Aufgrund des Innovationsgrades der Anlage und der Tatsachen, dass es sich um ein Pilot-Projekt handelt, eine Möglichkeit zum Testen der Anlage im Winterbetrieb gewünscht war und verschiedene Systemparameter (z.B. die Fließrichtung im Rücklauf des Fernwärmenetzes) mit Unsicherheiten behaftet waren, fiel die Ausführung deutlich umfangreicher und komplexer als bei konventionellen Anlagen aus.

An dieser Stelle wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es sich bei der folgenden Darstellung der Anlagenhydraulik **nicht** um eine vollständige handelt. Vielmehr werden aus Vertraulichkeitsgründen nur Komponenten gezeigt, die entweder die Primärfunktionen der Hydraulik erfüllen oder/und auf die im weiteren Verlauf der Arbeit noch explizit eingegangen wird.

Tabelle 3.1 Gegenüberstellung von Leistungsanforderungen und Bieterangaben

Kenngröße	Leistungsanforderung	Bieterangabe	Einheit
ND-Kreislauf	ein- oder zweikreisig	einkreisig	-
HD-Kreislauf	ein- oder zweikreisig	zweikreisig	-
ND-Kältemittel	R-1234ze	R-1234ze	-
HD-Kältemittel	R-245fa	R-245fa	-
Nenn-Kälteleistung am Auslegungspunkt: <i>Kaltwassertemperatur (8/14) °C, Kühlwassertemperatur (75/85) °C</i>	200	202	kW
Nenn-Heizleistung am Auslegungspunkt:	-	330	kW
Verdichterbauart	Hubkolben-, Schrauben- oder Turboverdichter	Schraubenverdichter	-
Minimale Kälteleistung am Auslegungspunkt:	50	60	kW
Kaltwasserdurchflussmenge	-	29,1	m ³ /h
Kühlwasserdurchflussmenge	-	30,9	m ³ /h
EER _{ges} (Verdichter, Schaltschrank, Förderpumpen, sämtliche andere Stromverbraucher der Wärmepumpeinheit mit eingerechnet) am Auslegungspunkt:	1,2	1,5	-
COP _{ges} am Auslegungspunkt	-	2,45	-

Durch den Umfang der Anlage wird diese, um Leserlichkeit zu gewährleisten, in drei Teilbereiche gegliedert: die Kühlwasserseite (Fernwärme), die „engere Peripherie“ der Wärmepumpe und die Kaltwasserseite inklusive der Speicher und der „künstlichen Last“. Die Bezeichnungen der Komponenten entsprechen zum Großteil jenen des Datenlogs und werden im Anhang in Tabellenform erläutert.

3.3.1 Kühlwasserseite (Fernwärme)

Abb. 3.2 zeigt die Kühlwasserseite, welche die Einbindung der Anlage ins Fernwärmeprimärnetz darstellt. Die Ausführung der Anschlüsse, einer im Vorlauf (VL), zwei im Rücklauf (RL), ermöglicht die Entnahme und Rückführung des Mediums auf zwei verschiedene Arten. Läuft die Anlage und sind die Randbedingungen wie vorgesehen, wird dabei aus einem der beiden Rücklaufanschlüsse „kaltes“ Fernwärmewasser entnommen, im Kondensator der Wärmepumpe erwärmt und via WS_PZ_4 zurück in den Vorlauf gespeist. Kann kein dem Fernwärme-Vorlauf entsprechendes Temperaturniveau erreicht werden, würde es zu einer unerwünschten Abkühlung durch die Einspeisung kommen. Für diesen Fall wird durch das zweite Rohr im Fernwärme-Rücklauf die Möglichkeit geschaffen (via WS_PZ_5 oder WS_PZ_6), auch in diesen einzuspeisen. In der Konzeptionsphase war vorerst nicht bekannt, in welche Richtung das Medium im Vor- und Rücklauf an der Anschlussstelle fließt und ob sich diese Flussrichtung auch während des Betriebs ändern könnte.

Geht der Volumenstrom im Fernwärmerücklauf im RL-RL Betrieb gegen Null, ist die Gefahr eines „Kurzschlusses“ gegeben, indem das erhitzte, ausgestoßene Fernwärmewasser sofort wieder beim zweiten Anschluss angesaugt wird, was unweigerlich zu einer Überhitzung des Systems

führt. Die Rohrführung mit den motorisierten Klappen PM_AA_1 bis PM_AA_5 ermöglicht es, die Anlage in jede Richtung zu betreiben. Tritt in der RL-RL-Schaltung der Fall eines Kurzschlusses ein, können durch das Schließen/Öffnen der Klappen das Ansaug- und das Ausstoßrohr getauscht und somit auf die veränderten Randbedingungen reagiert werden.

Der Wärmemengenzähler WS_WZ_1 ist zwischen dem Vor- und Rücklauf geschaltet und misst, wie alle anderen installierten Wärmemengenzähler, den Volumenstrom und die Temperaturdifferenz und berechnet, bei bekannter spezifischer Wärmekapazität, die übertragene Wärmeleistung. Der hier betrachtete Wärmemengenzähler zeigt die Leistung an, die dem Fernwärmenetz durch die Wärmepumpe zugeführt wird.

Um den Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf zu überwinden stehen drei drehzahlregelte Kreiselpumpen, die Primärnetzpumpen, zur Verfügung, wobei WS_PU_1 und WS_PU_2 leistungsstark sind und für den RL-VL-Betrieb gedacht sind. Die doppelte Ausführung dieser Pumpen liegt in einer Sicherheitsredundanz für etwaige Ausfälle begründet. WS_PU_3 ist eine kleinere Ausführung und für den RL-RL-Fall vorgesehen, wobei keine Netzdruckdifferenz zu überwinden ist und daher eine geringere Leistung ausreicht. Das Stellventil WS_MI_1 bietet, neben der Drehzahlregelung der vorgeschalteten Pumpe, eine zusätzliche Möglichkeit den Volumenstrom zu beeinflussen.

Die hydraulische Weiche dient zur Entkopplung der Volumenströme des Primärkreislaufes vom Kondensatorkreislauf. Da üblicherweise unterschiedliche Volumenströme in diesen beiden Kreisläufen auftreten, wird jeder von einer separaten Pumpe, WS_PU_1-3 im Primärkreis, bzw. MK_PU_1 (siehe Abb. 3.3) im Kondensatorkreis, betrieben. Durch die Weiche wird der gegenseitigen Beeinflussung dieser Pumpen entgegengewirkt.

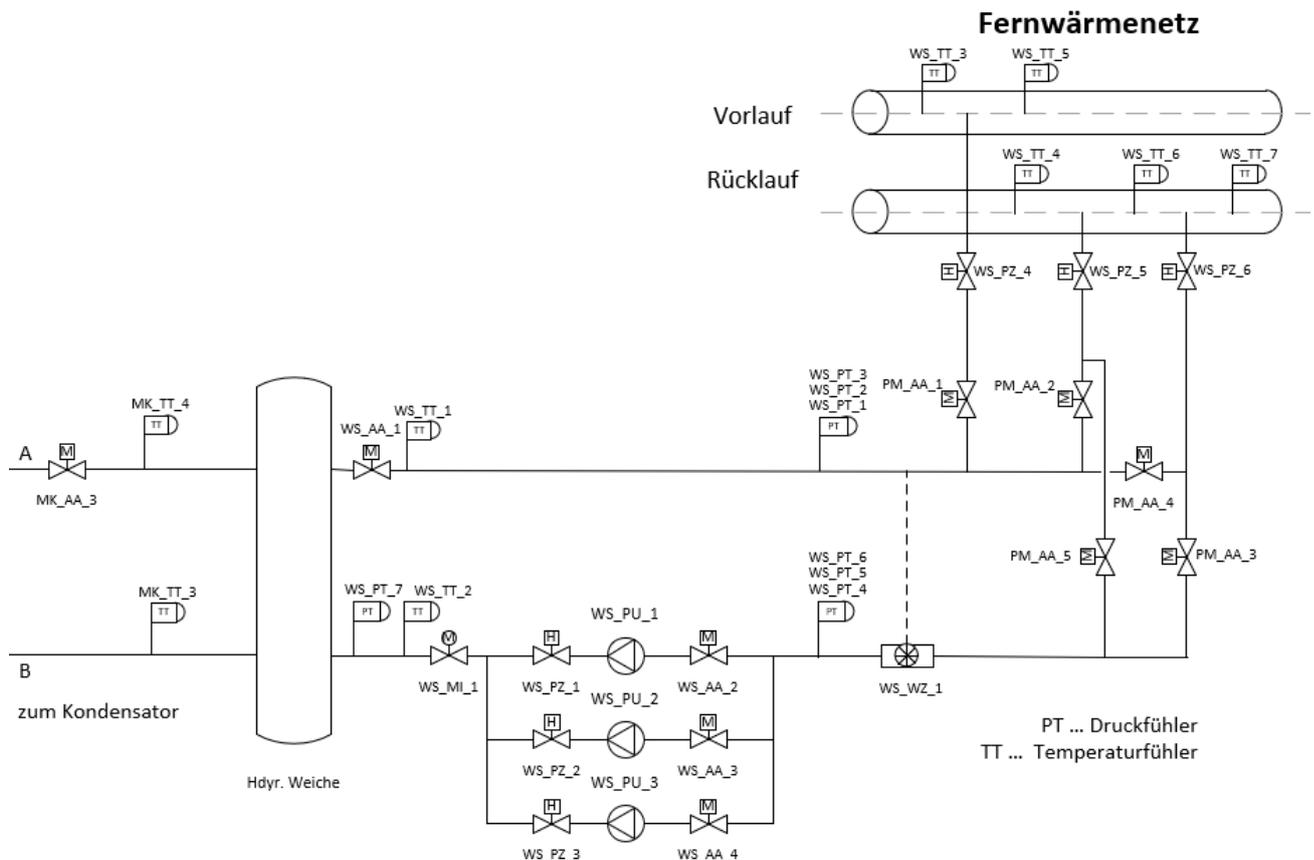


Abb. 3.2: Kühlwasserseite der Anlagenhydraulik

An der Schnittstelle B befindet sich das Medium bereits im Kondensatorkreis (Abb. 3.3). Das Mischventil MK_MI_1 ist Hauptbestandteil der Beimischschaltung. Ist das Rücklaufwasser zu kalt um die gewünschte Einspeisetemperatur zu erreichen, kann ein Teil des aufgeheizten Wassers über das Beimischventil dem „kalten“ Kühlwasser zugeführt werden, wodurch das Temperaturniveau am Kondensatoreintritt angehoben wird. Bei richtiger Regelung kann auf diese Weise ein eingestellter Sollwert erreicht werden. Im Auslegungspunkt wird das Kühlwasser im Kondensator von 75 °C auf 85 °C erwärmt. Dieses Mischventil ist aktuell nicht in Betrieb, weil die Eintrittstemperatur des Kühlwasser in den Kondensator über die Drehzahl der Primärpumpe geregelt wird (siehe Kapitel 3.5.4).

Die Kondensatorkreispumpe MK_PU_1 ist für einen konstanten Volumenstrom im Kondensatorkreis zuständig. Das RL-Wasser wird, je nach Betriebsmodus der Wärmepumpe, zu einem oder beiden (gesteuert durch die Klappen MK_AA_1 und MK_AA_2) der zwei Kondensatoren geführt, wo es die Abwärme der Wärmepumpe aufnimmt und wieder zurück Richtung Beimischschaltung bzw. hydraulischer Weiche fließt.

Der Wärmemengenzähler MK_WZ_1 misst wiederum Temperaturen und den Volumenstrom, und gibt aus, wieviel Heizleistung im Kondensator an das Kühlwasser abgegeben wird. Nach der hydraulischen Weiche wird das Wasser wieder zurück in das Fernwärmenetz gespeist.

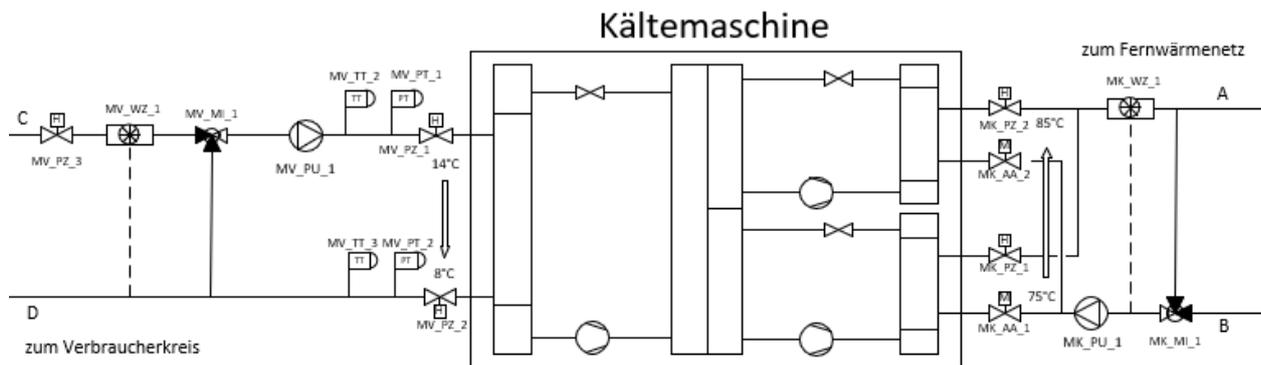


Abb. 3.3: „Engere Peripherie“ der Wärmepumpe

3.3.2 Kaltwasserseite (Verbraucherkreis)

Auf der kalten Seite gelangt das Kaltwasser im „warmen“ Zustand am Schnittpunkt C in den Verdampferkreis (Abb. 3.4). Der Wärmemengenzähler MV_WZ_1 misst die Kälteleistung der Maschine, also jene Leistung die weiteren Verbrauchern in Folge zur Verfügung steht. Das Mischventil MV_MI_1 dient dazu, dem warmen Vorlauf Kaltwasser beizumischen, falls die Temperatur am Eintritt zu hoch ist. Im Auslegungspunkt wird das Wasser von 14 °C auf 8 °C abgekühlt. Die Verdampferkreispumpe MV_PU_1 sorgt für einen konstanten Volumenstrom im Verdampferkreis. An der Schnittstelle D verlässt das Medium den Verdampferkreis in Richtung des Verbrauchers.

Auf der kalten Seite gibt es drei verschiedene Abnehmer des kalten Mediums, welche je nach Bedarf an Kälte zu- oder weggeschaltet werden können. Der primäre Abnehmer ist der Kunde, zusätzlich gibt es noch die Möglichkeit Speicher zu beladen, oder die Kälte an eine künstliche Last abzuführen. Vom Schnittpunkt D kommend wird das Medium von der Verdampferkreispumpe MV_PU_1 Richtung Speicher gepumpt. Je nach Ventilstellungen von QW_MI_1 dient der Kunde, die künstliche Last oder eine Kombination aus beiden als Abnehmer für die erzeugte Kälte.

Die Verbraucherpumpe saugt Kaltwasser aus dem Speicher an und fördert es zu den Klimatisierungseinrichtungen des Verbrauchers. Das Dreiwegventil QK_MI_1 kann dazu verwendet werden um diesem Kaltwasser warmes Rücklaufwasser des Verbrauchers beizumischen, falls die Vorlauftemperatur zu niedrig ist.

Der Wärmemengenzähler QK_WZ_1 berechnet die Kälteleistung, die direkt dem Kunden zugeführt wird und ist damit auch Berechnungsgrundlage für das Entgelt, welches für die Bereitstellung der Kälte zu entrichten ist. Die beiden Klappen QK_AA_1 und QK_AA_2 können geschlossen werden, wenn der Kunde aktuell keine Kälte benötigt, wie das zum Beispiel im Winter der Fall ist, wenn mit Hilfe der künstlichen Last Tests der Anlage durchgeführt werden.

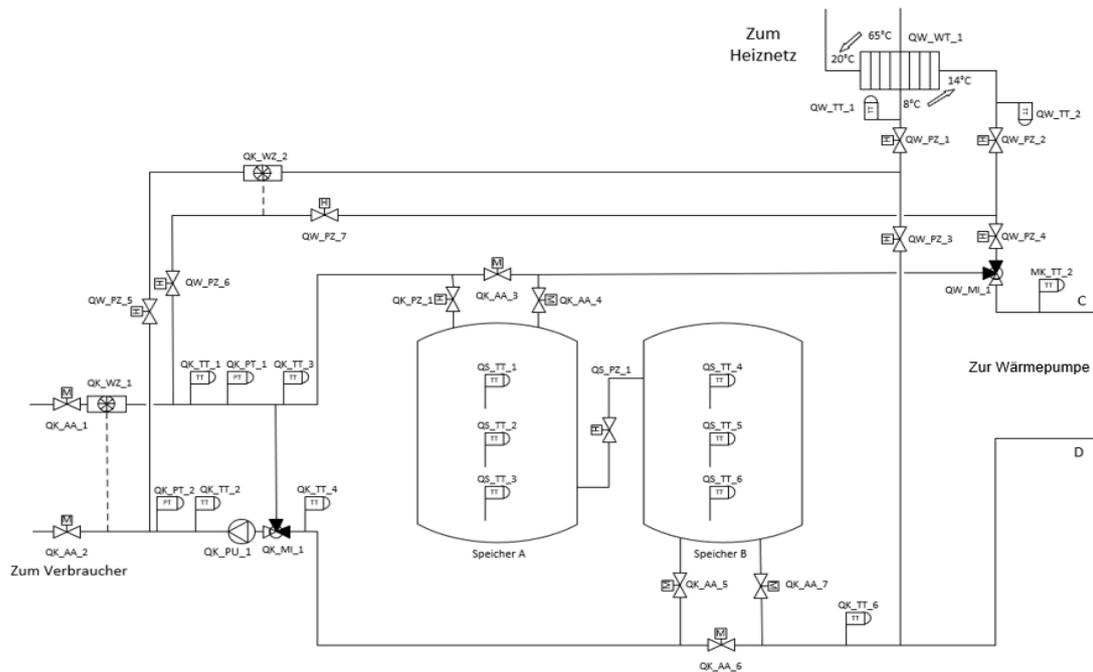


Abb. 3.4: Kaltwasserseite der Anlagenhydraulik

In Abb. 3.5 sind zur Veranschaulichung die Ventilstellungen eingezeichnet, wie die Betriebsvariante des direkten Durchflusses zum Kunden ohne Verwendung der Speicher aussehen kann. Die motorisierten Ventile QK_AA_5, QK_AA_7 und QK_AA_4 sind geschlossen und sperren dabei die Speicher aus, QK_AA_1, QK_AA_2 und QK_AA_6 sind offen.

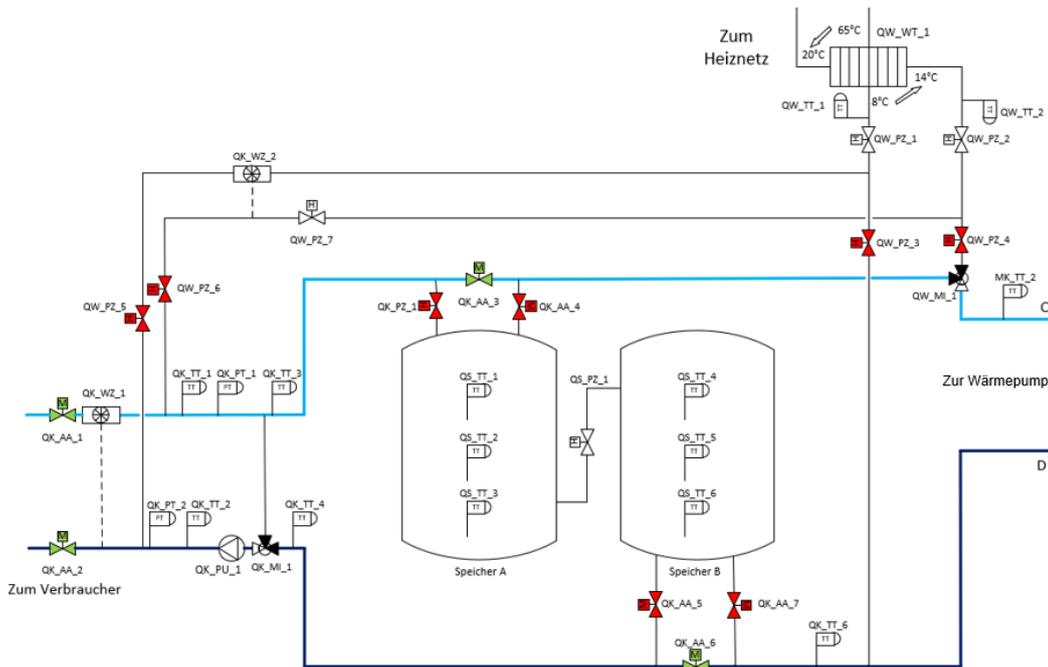


Abb. 3.5: Betriebsweise direkte Führung zum Kunden
(rot: geschlossen, grün: geöffnet)

Eine komplexere Betriebsvariante wird in Abb. 3.6 dargestellt. Als Szenario dient eine Leistungsabnahme, bei der die Wärmepumpe in vollem Betrieb laufen muss. Die zur Verfügung gestellte Kälteleistung kann unabhängig vom Kundenbedarf über die künstliche Last abgeführt werden. Da im Verdampferkreis durch die Pumpe MV_PU_1 (siehe Abb. 3.3) ein anderer Volumenstrom als von QK_PU_1 im Verbraucherkreis gefördert wird, werden die Speicher zwischengeschaltet und fungieren dabei als hydraulische Weiche um die beiden Kreisläufe zu entkoppeln. Das kalte Medium wird von der Verdampferkreispumpe durch das offene Ventil QK_AA_7 in den Speicher gepumpt. Die Verbraucherkreispumpe saugt kaltes Wasser vom Speicher an und fördert dieses weiter zum Verbraucher. Im Speicher selbst zeigen sechs Temperaturfühler den Temperaturverlauf der Schichten an, wobei im Regelfall bei QS_TT_1 die höchsten und bei QS_TT_6 die niedrigsten Werte auftreten. Der Kunde benötigt in diesem Fall allerdings nicht die gesamte zur Verfügung gestellte Kälteleistung, weshalb der überschüssige Anteil weiter zur künstlichen Last geleitet wird. Diese ist nichts anderes als ein Wärmetauscher der an das Fernwärme-Heiznetz (Sekundärnetz) angeschlossen ist. Bei Bedarf einer zusätzlichen Wärmequelle, bzw. Kältesenke, kann aus dem Heiznetz Wärme auf das Kaltwasser übertragen werden. Die Implementierung einer solchen Anlage ist vor allem in dem Wunsch begründet, auch im Winter Tests der Anlage im Sinne des Pilot-Projektes durchführen zu können. Für die Wärmepumpe ändert die Tatsache, dass die Wärme dem Kaltwasser nicht im Gebäude des Abnehmers, sondern über eine künstliche Last zugeführt wird, nichts.

Die Rücklaufströme des Kunden und der künstlichen Last werden gemischt und in Speicher A über das offene Ventil QK_PZ_1 gedrückt. Von dort saugt die Verdampferkreispumpe Kaltwasser in Richtung Verdampferkreis (Schnittpunkt C) und schließt damit den Kreislauf.

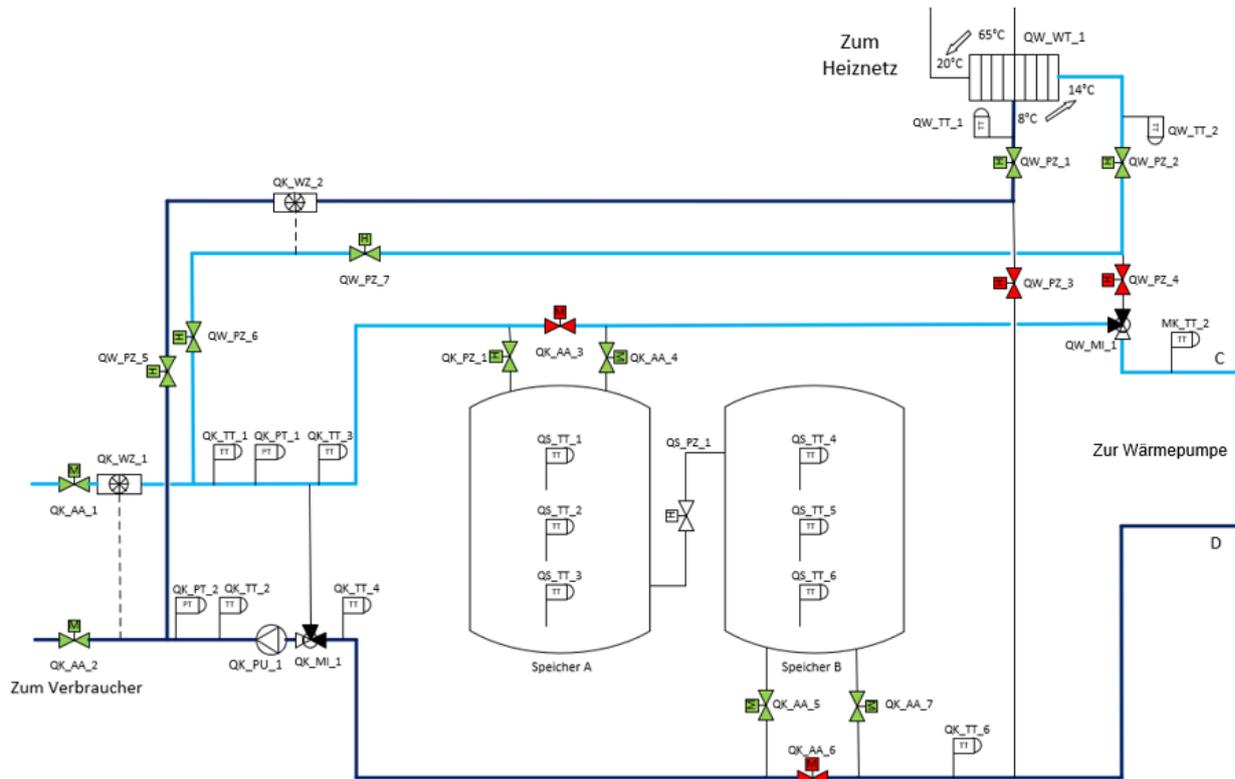


Abb. 3.6: Betriebsweise Leistungstest über Speicher mit Kundenanforderung (rot: geschlossen, grün: geöffnet)

3.4 Wärmepumpe

Die Wärmepumpe ist in Abb. 3.3 nur grob dargestellt, ihr wird als Herzstück der Anlage dieser separate Abschnitt gewidmet. Abb. 3.7 zeigt die Komponenten im Detail.

- (1) Verdampfer
- (2) Verdichter NT-Stufe
- (3) KaskadenWärmetauscher
- (4) Economizer
- (5) Thermostatisches Expansionsventil
- (6) Elektronisches Expansionsventil
- (7) Interner HT-Wärmetauscher
- (8) Verdichter HT-Stufe
- (9) Kondensator
- (10) Hochdruck-Sammelbehälter

Beginnend beim Niedertemperaturkreislauf (NT), nimmt das dortige Kältemittel R-1234ze die Wärme des Kaltwassers auf und verdampft dabei (1). Die elektronischen Expansionsventile (EEV) (6) regeln den Massenstrom stets so, dass sich die Überhitzung des Sauggases bei Verdichtereintritt auf einem voreingestellten Wert befindet und damit ein Ansaugen von Flüssigkeit verhindert wird. Der NT-Verdichter (2) verdichtet das Kältemittel und erhitzt es dabei, bevor es im Kaskadenwärmetauscher (3) kondensiert und dabei Wärme an den HT-Kreislauf abgibt. Der Kaskadenwärmetauscher ist vereinfacht dargestellt, in Wahrheit bekommen beide HT-Verdampfer dasselbe Temperaturniveau der NT-Abwärme. Der Hochdruck-Sammelbehälter stellt sicher, dass nur flüssiges Kältemittel zum Economizer (4) gelangt. In diesem wird ein Bruchteil des Massenstroms abgezweigt, teilentspannt und in einem Plattenwärmetauscher zur Unterkühlung des Hauptmassenstroms herangezogen, was zu einer erhöhten Kälteleistung und Effizienz führt. Während der Economizer-Strom nach seiner Verdampfung in den Verdichter

eingespritzt wird, durchläuft der Hauptmassenstrom den Verdampfer um das Kaltwasser zu kühlen.

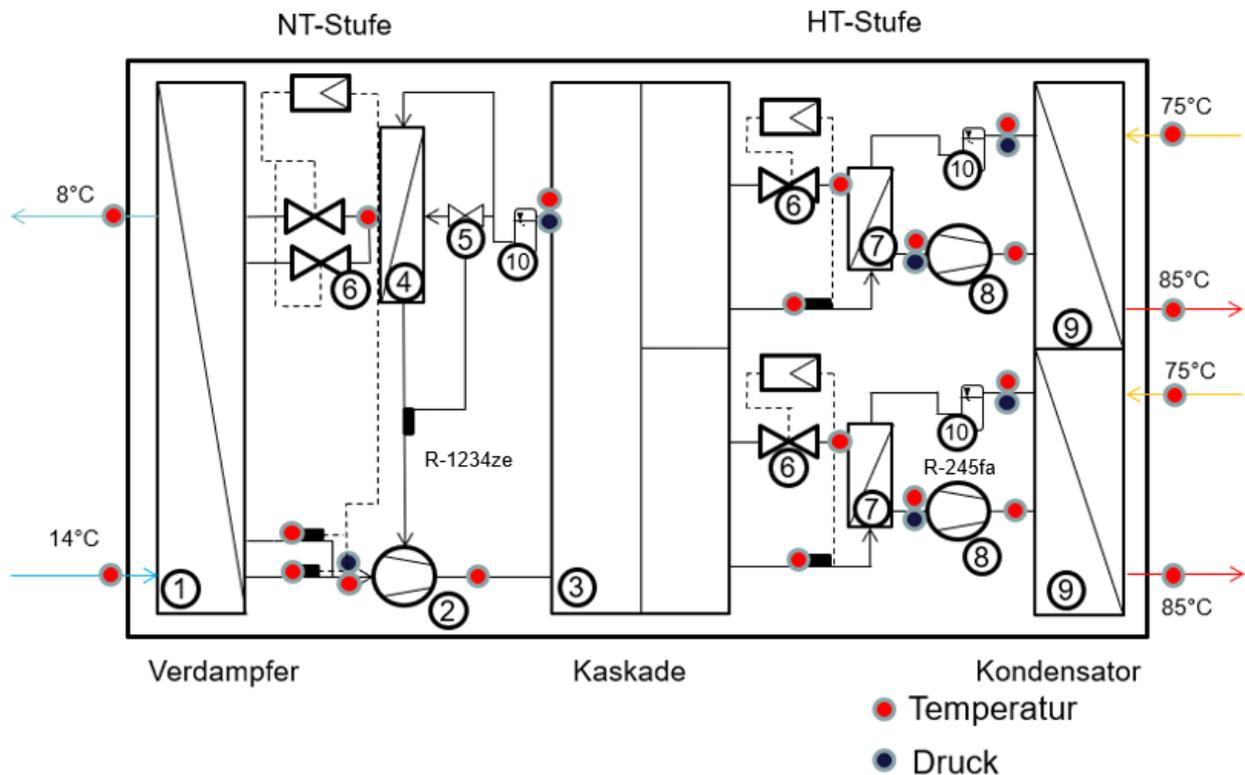


Abb. 3.7 Schema der Wärmepumpe mit Druck- und Temperaturmessstellen

Der Hochtemperaturkreislauf (HT) besteht aus zwei baugleichen, parallelen Kreisläufen, von denen je nach Kältebedarf einer oder beide in Betrieb sind. Das Kältemittel R-245fa nimmt im Kaskadenwärmetauscher (3) Energie vom NT-Kreislauf auf und verdampft dabei. Wiederum sorgt ein EEV für eine voreingestellte Überhitzung. Statt dem Economizer ist im HT-Kreislauf ein interner Wärmetauscher (6) verbaut, in welchem das aus dem Kondensator kommende Medium unterkühlt wird und dabei das Sauggas überhitzt, was wiederum in einer Effizienzsteigerung resultiert und gleichzeitig Flüssigansaugen verhindert. Der HT-Verdichter (8) verdichtet das Medium ehe es im Kondensator unter Wärmeabgabe an das Kühlwasser verflüssigt wird. Nach dem internen Wärmetauscher entspannt das EEV das Kältemittel auf den Niederdruck der HT-Stufe.

Die Wärmepumpe verwendet für die NT- und HT-Stufe aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen verschiedene Kältemittel. Auf der NT-Stufe wird mit R-1234ze ein Vertreter der low-GWP Hydrofluorolefine (HFO) verwendet, welche als potentielle Nachfolger der aktuell häufig in der Kältetechnik verwendeten teilhalogenierten Kohlenwasserstoffe (HFKW) gelten. Diese HFKWs befinden sich aufgrund ihres hohen GWP-Werts seit dem Kyoto-Protokoll in einem Phase-Out-Prozess (Abas, et al., 2018 S. 2).

Von diesem Phase-Out Prozess ist auch das R-245fa-Kältemittel, ein HFKW, aus dem HT-Kreislauf betroffen. Es zeichnet sich durch seine hohe kritische Temperatur aus, weist auch bei hohen Temperaturen noch eine große Verdampfungsenthalpie auf und ist daher für diese spezifische Anwendung gut geeignet. Für die Zukunft muss allerdings nach Alternativen Ausschau gehalten werden.

3.5 Regelung

Eine Regelung hat die Aufgabe, eine gewählte Regelgröße x (Ist-Wert) auf eine Führungsgröße w (Soll-Wert) zu bringen und dort zu halten. Als Instrument dient ihr dabei ein Regler, der Abhängig von der Regeldifferenz e über die Veränderung der Stellgröße u seine Regelaufgabe umsetzt. Um die Regeldifferenz kontinuierlich zu ermitteln, ist eine Echtzeitmessung der Regelgröße durch einen Sensor nötig. Diese gemessene Rückführgröße r wird durch einen Filter von Messrauschen beseitigt und mit der Führungsgröße verglichen, woraus die Regeldifferenz gebildet wird. Abhängig davon ob diese positiv oder negativ ist, ändert sich die Richtung der Stellgrößenänderung, was dann sofort oder oft auch zeitverzögert, abhängig von der Art der Regelung und der Regelstrecke, Auswirkungen auf die Regelgröße hat. Von außen können zusätzlich Störgrößen, welche die Regelgröße beeinflussen, auf das System einwirken (Abb. 3.8).

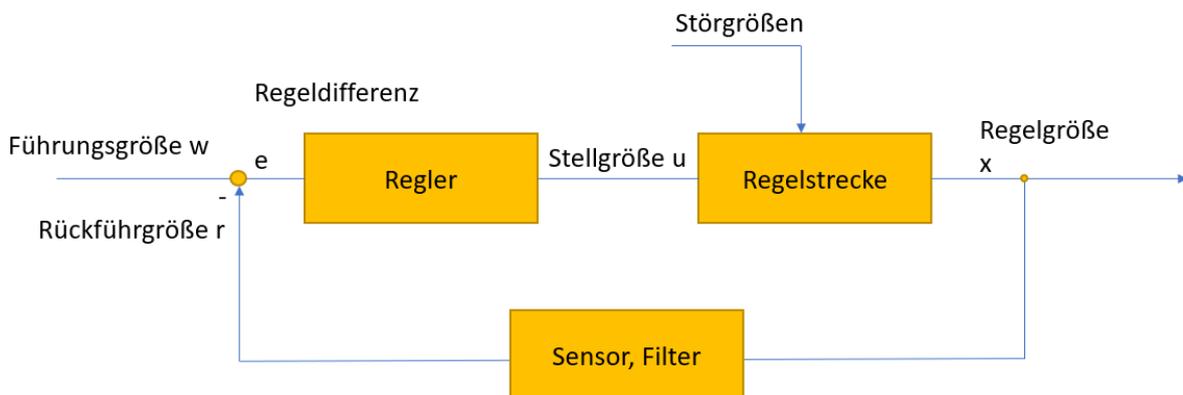


Abb. 3.8: Grundsätzlicher Aufbau eines Regelkreises

Damit die Anlage ohne dauerhafte Aufsicht funktioniert und sowohl auf der kalten, als auch auf der warmen Seite Kälte bzw. Wärme bei den gewünschten Temperaturen an Verbraucher und Fernwärmenetz liefert, ist eine Regelung notwendig. Für die betrachtete Anlage sorgen drei verschiedene Regelungen für einen autonomen Betrieb.

3.5.1 Ein/Aus

Die EIN/AUS Regelung entscheidet, wann die Maschine ein- und ausschaltet und ist als Hystereseregulation ausgeführt. Ausschlaggebend dafür sind die Speichertemperaturen. Bezeichnet man die größte Temperatur, am örtlich höchstgelegenen Sensor, mit Stelle 1, und analog die tiefste Temperatur mit Stelle 6 (vgl. Abb. 3.4), zeigt sich für die Regelung folgendes Verhalten. Erreicht die Speichertemperatur an der Stelle 2 (QS_TT_2), eine Temperatur von 7 °C, schaltet die Maschine ab, der Speicher ist durchgeladen. Ab diesem Zeitpunkt wird dem Speicher unten kaltes Wasser entzogen und oben warmes Wasser zugeführt, wodurch die Speichertemperaturen ansteigen. Sobald an der Stelle 5 (QS_TT_5), 10 °C erreicht werden, nimmt die Anlage den Betrieb wieder auf. Auf die Regelgröße der Speichertemperaturen nehmen vier Störgrößen Einfluss. Hauptausschlaggebend sind dabei einerseits die Temperatur, mit der das Wasser vom Verbraucher zurückkommt und in den Speicher oben eingespeist wird (QK_TT_3) und andererseits die Temperatur mit der das Kaltwasser die Wärmepumpe verlässt und mit welcher der Speicher von unten gefüllt wird (QK_TT_6). Weiters beeinflusst die Höhe des Volumenstroms (QK_WZ_1), der aus dem Speicher an den Verbraucher gefördert wird, die Speichertemperaturen. Nachdem die Raumtemperatur über den Temperaturen im Speicher liegt, teilweise sogar deutlich, da oft bis zu 40 °C im Maschinenraum im Betrieb erreicht werden, findet trotz Wärmedämmung ein Wärmeeintrag von außen statt, was die vierte Störgröße darstellt (Abb. 3.9).

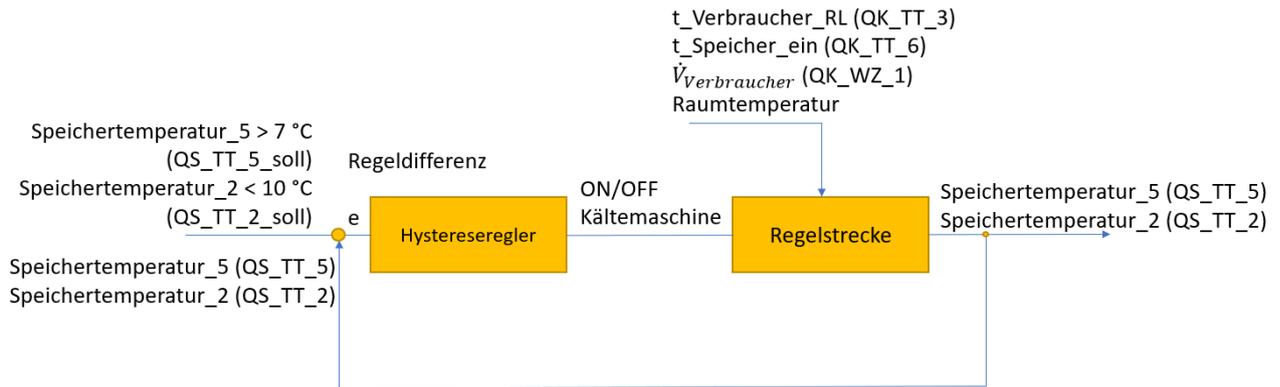


Abb. 3.9: Regelung des ON/OFF-Betriebs der Wärmepumpe

3.5.2 Kaltwasseraustrittstemperatur

Ist die Anlage in Betrieb, muss sichergestellt werden, dass der Verbraucher mit der ihm vertraglich zugesicherten Vorlauftemperatur versorgt wird. Die Regelgröße ist demnach die Temperatur, mit der das Kaltwasser aus dem Verdampfer der Wärmepumpe austritt (MV_TT_3), welches dann dem Kunden als Vorlauf dient.

Der Temperaturfühler MV_TT_3 (siehe Abb. 3.3) misst kontinuierlich die Temperatur und abhängig von der Regeldifferenz passt die Wärmepumpe in erster Instanz die Drehzahl des NT-Verdichters an. Ist beispielsweise die Temperatur zu hoch, wird die Drehzahl der Anlage erhöht, damit mehr Kältemittel gefördert und die Kälteleistung erhöht wird, was zum Abbau der Regeldifferenz führt. Die HT-Stufe passt ihre Drehzahl immer der Wärmeleistung an, welche von der NT-Stufe über den Kaskadenwärmetauscher abgegeben wird und hält dabei das Niveau der Mitteldrücke (Kondensationsdruck NT-Stufe, Verdampfungsdruck HT-Stufe) konstant. Dabei versucht die Anlage zuerst die aktuelle Last mit einem der beiden Kondensatorkreise zu bewältigen und fährt diesen bis zur Vollast hoch, erst wenn diese Grenze überschritten wird, wird der zweite Verdichter in Betrieb genommen und im Folgenden deren Leistungsgrad aneinander angeglichen. Die Störgröße ist in diesem Fall die Temperatur mit der das Wasser oben aus dem Speicher entnommen bzw. mit der das Wasser vom Verbraucher zurückkommt (MV_TT_2), welche somit die Eintrittstemperatur in den Verdampfer ist. Nachdem der Volumenstrom des Kaltwassers konstant ist, muss die Wärmepumpe umso mehr Leistung bringen, je größer die Spreizung zwischen der Kaltwassereintrittstemperatur und den gewünschten 6 °C am Austritt ist (Abb. 3.10).

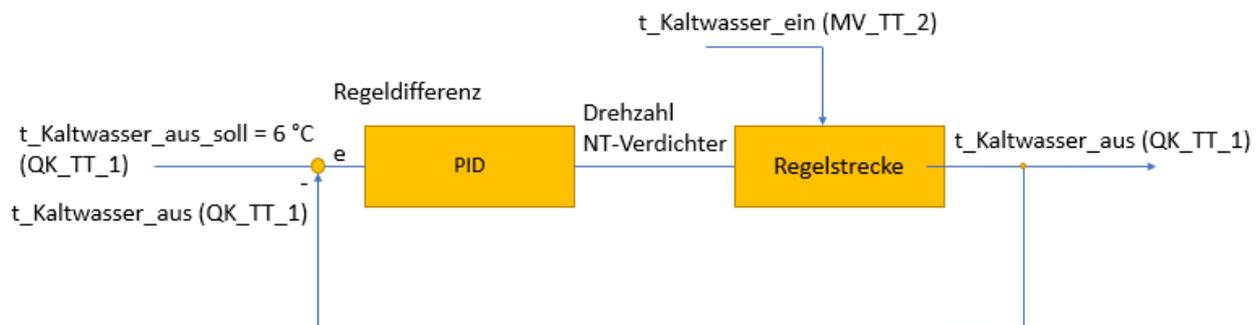


Abb. 3.10: Regelung der Kaltwasseraustrittstemperatur

3.5.3 Kaltwassereintrittstemperatur

Die Regelung der Kaltwassereintrittstemperatur geschieht über die Öffnung des Beimischventils MV_MI_1 und ist hauptsächlich als Sicherheitseinrichtung vorhanden. Ist die Temperatur des Kaltwassers am Eintritt aus irgendeinem Grund zu hoch, besteht die Gefahr, dass der Verdichter das Kältemittel mit einer zu hohen Dichte ansaugt, was zu einer Überhitzung des Verdichters führen kann. Wird das Beimischventil geschlossen, kann die Temperatur am Kaltwassereintritt in sehr kurzer Zeit heruntergekühlt werden.

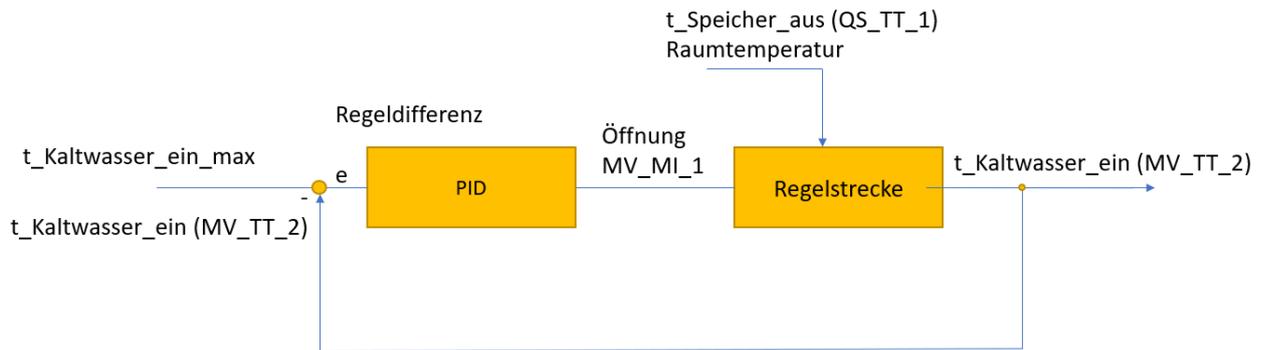


Abb. 3.11: Regelung der Kaltwassereintrittstemperatur

3.5.4 Kühlwasser

Die Kühlwasserregelung zielt darauf ab, dass die Abwärme auf einem ausreichend hohen Temperaturniveau in den Vorlauf des Wiener Fernwärmeprimärnetzes eingespeist wird. Der Konflikt dabei besteht in der Tatsache, dass man aus Sicht des Fernwärmenetzes mit der Wärmepumpe ein möglichst hohes Temperaturniveau möchte, um dessen Vorlauftemperatur nicht herabzusetzen. Aus Sicht der Wärmepumpe will man den Temperaturhub möglichst geringhalten, da so eine bessere Effizienz erreicht wird.

Die realisierte Regelung soll die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator (MV_TT_2) auf einer Temperatur von 75 °C halten. Die Temperaturen im Rücklauf des Primärnetzes liegen typischerweise darunter. Um diese zu erhöhen, wird über die hydraulische Weiche ein Teil des Wassers, welches bereits im Kondensator erhitzt worden ist, beigemischt. Die Sekundärpumpe (MK_PU_1, vgl. Abb. 3.3) fördert mit konstanter Drehzahl einen konstanten Volumenstrom durch den Kondensatorkreis, der höher als derjenige ist, der von der Primärpumpe (WS_PU_1-3, vgl. Abb. 3.2) aus dem Fernwärmenetz angesaugt wird. Je nach Drehzahl der Primärpumpe wird daher unterschiedlich viel erhitztes Wasser über die hydraulische Weiche angesaugt. Je höher diese Drehzahl, umso weniger erhitztes Wasser wird dem Wasser aus dem Fernwärmerücklauf beigemischt und vice versa. Als Störgrößen gelten dabei die beiden Temperaturen, aus denen sich die Regelgröße der Kondensatoreintrittstemperatur zusammensetzt, nämlich die Kondensatoraustrittstemperatur (MK_TT_1) und die Temperatur, mit der aus dem Fernwärmerücklauf angesaugt wird (WS_TT_4, Abb. 3.12).

Der Volumenstrom der Kondensatorkreispumpe stellt dabei die Obergrenze für den Volumenstrom der Primärkreispumpe dar. Bei Überschreitung dieser Grenze würde Wasser aus dem Rücklauf direkt in den Vorlauf gepumpt und dadurch die Temperatur im Vorlauf auf jeden Fall heruntergemischt werden. Für zukünftige Anwendung steht auch im Raum, die Kühlwasseraustrittstemperatur als Regelgröße zu verwenden.

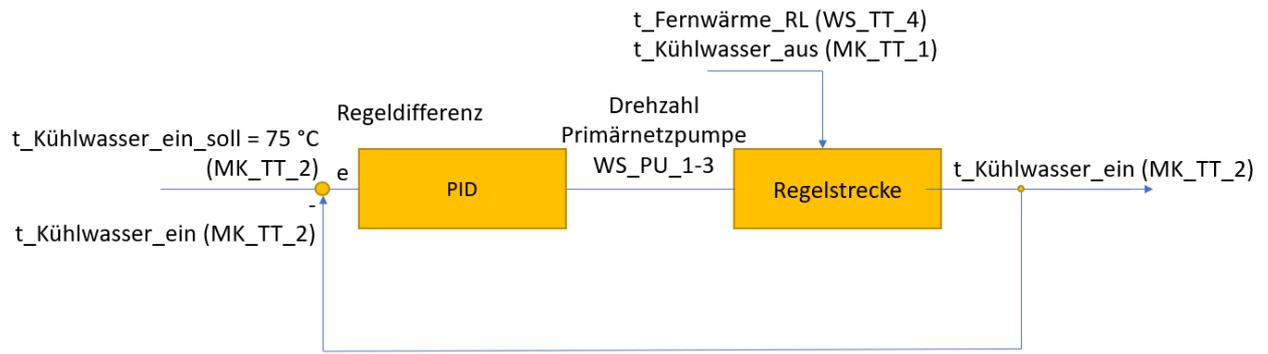


Abb. 3.12: Regelung der Kühlwassereintrittstemperatur

4 AUSWERTUNG DER MONITORING-DATEN

Der erste große Teil der Arbeit behandelt die Verarbeitung und Aufbereitung der Daten, die im Rahmen des Monitorings der Anlage gewonnen wurden. Die Daten wurden für den Zeitraum von 19.07.-30.10.2018 in Form von Excel-Files zur Verfügung gestellt, und beinhalten die in Abb. 3.2, Abb. 3.3, Abb. 3.4 und Abb. 3.5 dargestellten Temperatur- und Druckfühler der Hydraulik, die Drehzahlen der Förderpumpen sowie die elektrische Leistungsaufnahme (kategorisiert in die Wärmepumpe, Gesamtanlage, Verdampferkreispumpe, Kondensatorkreispumpe). Die Stromaufnahme der Wärmepumpe wurde dabei für alle drei Verdichter gemeinsam erfasst. Zusätzlich sind die Daten aus den Wärmemengenzählern, genauer gesagt die beiden Temperaturen, der Volumenstrom und die übertragene Leistung, welche ab dem 13.08. aufgezeichnet wurden enthalten. Die Daten der Wärmepumpe (Abb. 3.7) standen ab dem 18.09. zur Verfügung. Jede dieser Messtellen nahm ab dem jeweiligen Beginn der Aufzeichnung jede Minute einen Messwert auf. Die letzte Kältelieferung an den Kunden über einem Wert von 30 kW erfolgte am 11.10.18.

Im folgenden Kapitel werden exemplarisch Diagramme verschiedener Messgrößen gezeigt, welche das Verhalten der Anlage hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens, den erbrachten und aufgenommenen Leistungen und den herrschenden Temperaturen beschreiben sollen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass es aufgrund der Menge an Daten (151 Messstellen an bis zu ~150.000 Zeitpunkten) den Rahmen des Machbaren sprengen würde, alle gemessenen Daten hier darzustellen, weshalb ausgehend von, für den Verfasser und den Industriepartner interessanten, Fragestellungen nur die jeweils relevanten Datensätze zur Beantwortung ebendieser herangezogen wurden.

4.1 Kaltwasserseite

Nachdem die Hauptaufgabe der Anlage in der Kältelieferung liegt, ist es angebracht, diesen Bereich zuerst näher zu betrachten.

Abb. 4.1 zeigt den zeitlichen Verlauf der, von der Wärmepumpe erbrachten, Kälteleistung, welche direkt im Verdampferkreis vom Wärmemengenzähler MV_WZ_1 aufgenommen wurde. Zu allererst fällt der stark instationäre Verlauf auf. Der Verlauf der Kälteleistung, den man z.B. von 16.08-25.08 im Bereich (a) sieht, kennzeichnet einen durchgehenden Betrieb der Anlage. Dabei wurde bei dementsprechend hoher Last in dem zu kühlenden Gebäude eine Kälteleistung abgenommen, die ausreichend hoch war, um einen durchgehenden Betrieb zu ermöglichen. Es wird angemerkt, dass das Gebäude an warmen Tagen durchaus mehr Kälteleistung benötigt hätte um den Wärmeeintrag aus internen und externen Lasten zu kompensieren und eine konstante Temperatur zu halten, was bei einer genaueren Analyse an der Tatsache zu erkennen ist, dass die Maschine am warmen Tagen bis spät in die Nacht Kälte an das Gebäude lieferte, um das gewünschte Temperaturniveau zu erreichen (siehe Abb. 4.2). Die Nenn-Kälteleistung der Anlage liegt bei 200 kW, woraus von Seiten des Industriepartners der Schluss gezogen wird, dass die Einrichtungen in den Räumlichkeiten des Abnehmers nicht in der Lage sind, größere Kälteleistungen abzunehmen, auch wenn diese benötigt werden.

Der nächste Aspekt ist der offensichtliche Taktbetrieb, der zunächst nur in der Nacht stattfindet, solange tagsüber noch hohe Außentemperaturen herrschen. Zum Beispiel wurde die Wärmepumpe am 08.09 (b) auch während des Tages nur in Intervallen betrieben. Ab dem 11.10 (c) ist die Wärmepumpe nur mehr vereinzelt in Betrieb, das Kaltwasser wird ab diesem Zeitpunkt nur mehr zur Entfeuchtung der Luft verwendet, es besteht kein Kältebedarf mehr. Mit der Erkenntnis, dass die Maschine hauptsächlich in Intervallen betrieben wird, liegt die Vermutung nahe, dass ein Seasonal Performance Factor deutlich schlechter als Momentaufnahme-Effizienzkennzahlen (COP, EER) ausfallen wird. Bevor allerdings näher auf diese eingegangen wird, soll der Taktbetrieb untersucht werden.

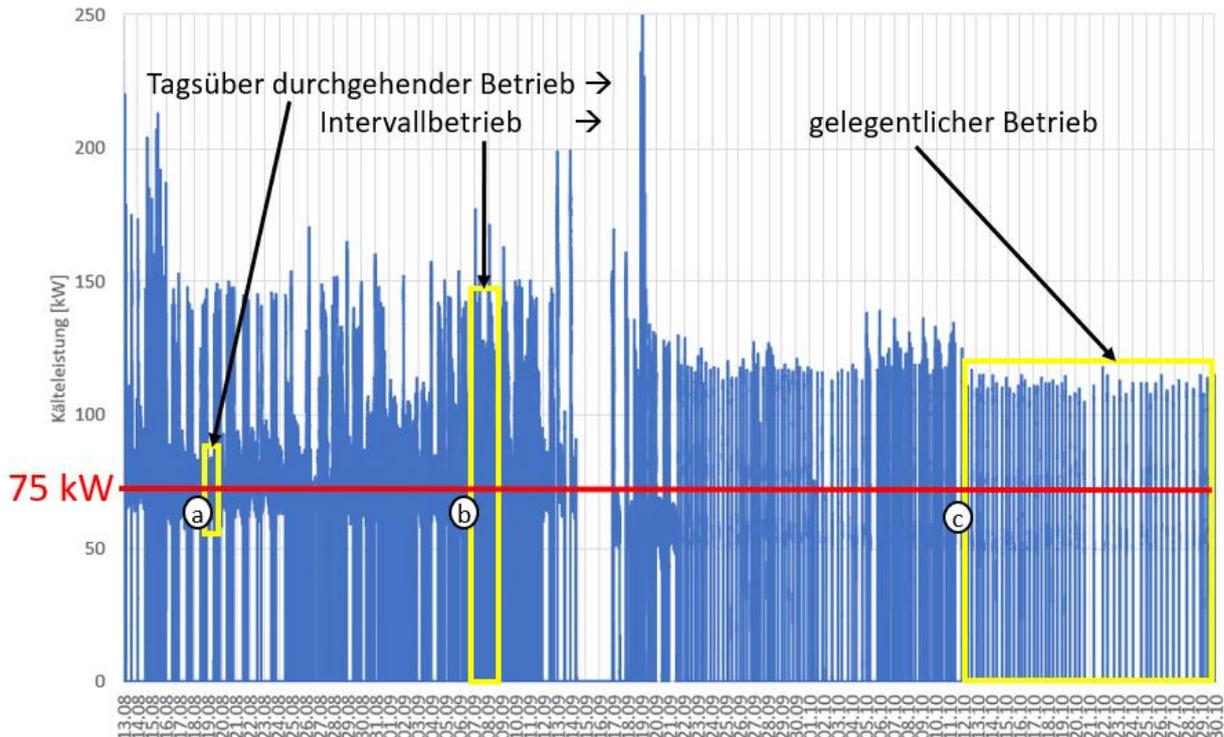


Abb. 4.1: Verlauf der im Verdampfer erzeugten Kälteleistung (MV_WZ_1) im Zeitraum von 13.08 bis 30.10

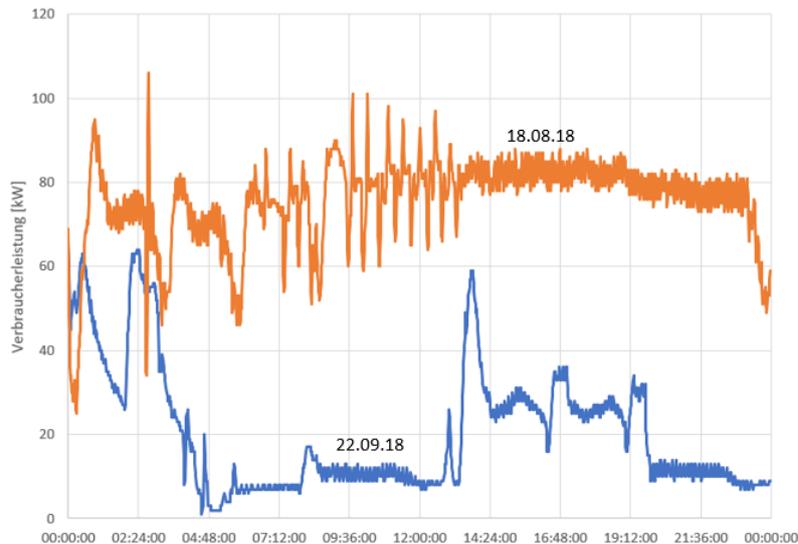


Abb. 4.2: Verlauf der dem Verbraucher gelieferten Kälteleistung (QK_WZ_1) an einem warmen (18.08.18) und einem kühleren (22.09.18) Tag

Abb. 4.3 stellt den Verlauf der Speichertemperaturen im Taktbetrieb dar. Wie im Anlagenschema (Abb. 3.4) dargestellt, ist die Anlage mit zwei 4000 l Speichern ausgestattet. Aufgrund der Dichteunterschiede stellt sich innerhalb dieser eine Temperaturschichtung ein. Die grüne Linie im Diagramm zeigt den untersten, sprich, den kältesten (QS_TT_6) der 6 Speichersensoren, die blaue den obersten, ergo, den wärmsten (QS_TT_1). Die Temperaturen der anderen 4 Sensoren liegen demnach immer zwischen diesen beiden Linien. Die strichlierte Linie zeigt den Verlauf der Kälteleistung im Verdampfer und zeigt, dass die Wärmepumpe zwischen 01:15 und 01:55 Uhr stillstand. In Kapitel 3.3 wurde beschrieben, dass die kalte Seite der Anlage aus zwei Kreisen besteht, dem Verdampfer- und dem Verbraucherkreis, die über die Speicher, welcher als hydraulische Weiche genutzt wird, voneinander entkoppelt sind. Der Verbraucher bezieht den

Vorlauf demnach immer aus dem Speicher (unten) und speist den Rücklauf auch wieder in den Speicher (oben) ein. Von dort saugt die Förderpumpe (MV_PU_1) des Verdampferkreises Medium ab und schiebt dieses, nach der Abkühlung im Verdampfer, wiederum unten in den Speicher ein.

Kapitel 3.5 beschrieb die Regelung des ON/OFF-Betriebs der Wärmepumpe über die Speichertemperaturen. Ist die Anlage in Betrieb und erreicht die Temperatur am Fühler (2) 7 °C, wird der Speicher als durchgeladen angesehen und schaltet sich ab. Während diesem Stillstand fördert die Verbraucherpumpe weiterhin kaltes Medium zum Verbraucher, welches erwärmt zurückkommt, wodurch die Speichertemperaturen steigen. Werden am Fühler (5) 10 °C erreicht, geht die Anlage wieder in Betrieb. Ein Zyklus der Speicherentladung stellt dabei nach Gl.(4-1)) ca. 37 kWh Kälteenergie zur Verfügung und dauert rund 40 Minuten.

$$Q_{\text{Zyklus}} = c_{p,W} \cdot V_{\text{speicher}} \cdot \rho_W \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{Zyklus}} = \frac{4,19 \cdot 8000 \cdot 10^{-3} \cdot 997 \cdot 4}{3600} = 37,13 \text{ kWh} \quad (4-1)$$

Es konnte im Rahmen der Arbeit nicht geklärt werden, wieso die Temperaturen im Speicher und damit auch die Temperatur, mit welcher der Verbraucher beliefert wird, nach dem Ausschalten der Wärmepumpe sofort wieder ansteigen. Nachdem beim Ausschalten der Wärmepumpe um 01:15 Uhr der erste Speicher komplett mit 6 °C kaltem Wasser durchgeladen ist, würde man sich erwarten, dass der Kunde zumindest eine Zeit lang mit diesen 6 °C versorgt wird. Die Anlage wurde bei diesem Stillstand der Wärmepumpe auf unerwünschte Schleichströmungen untersucht, aber sowohl der Volumenstrom im Verdampferkreis als auch der über die künstliche Last, sind im fraglichen Zeitraum gleich null.

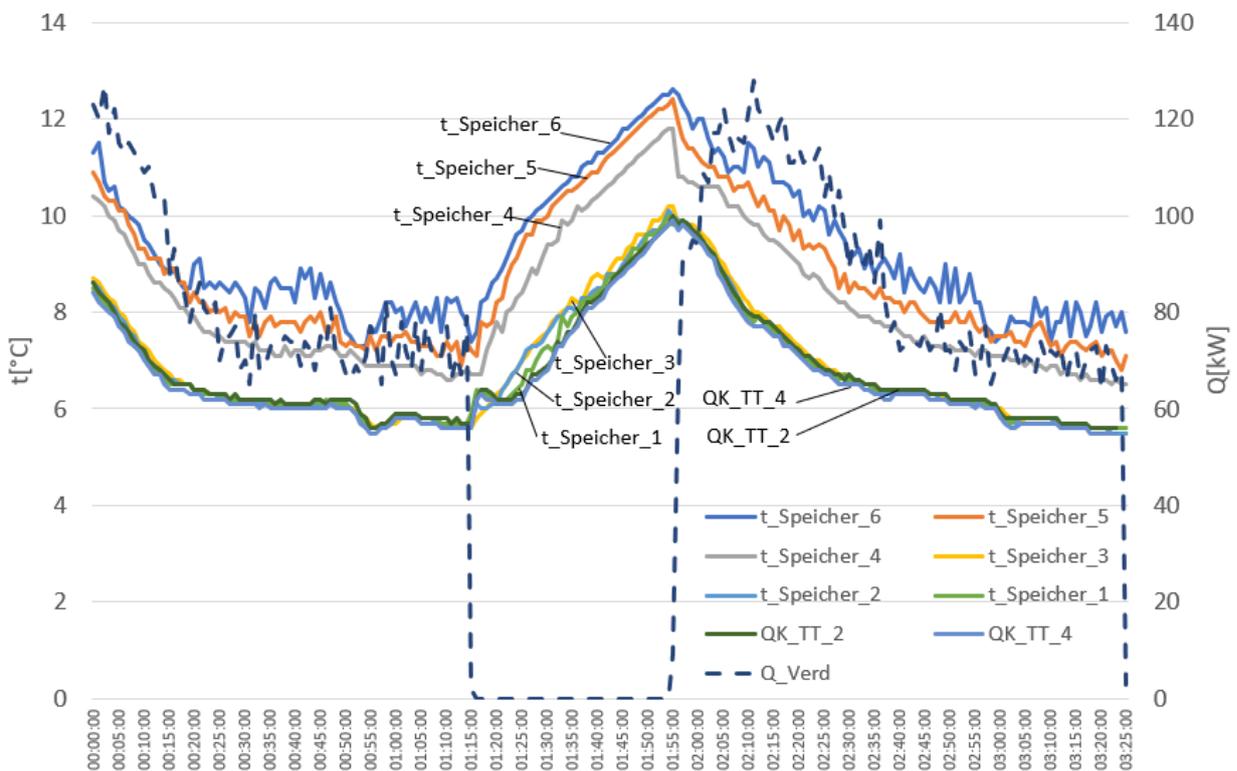


Abb. 4.3: Darstellung der Speichertemperaturen und der Verdampferleistung innerhalb eines Entladezyklus (08.09.18)

Abb. 4.4 zeigt die Verhältnisse um das Mischventil QK_MI_1. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur vor dem Ventil derjenigen im Speicher und gleichzeitig der nach dem Ventil entspricht, woraus darauf geschlossen werden kann, dass besagtes Ventil offen auf Durchfluss steht und aktuell nicht zu Regelungszwecken benutzt wird.

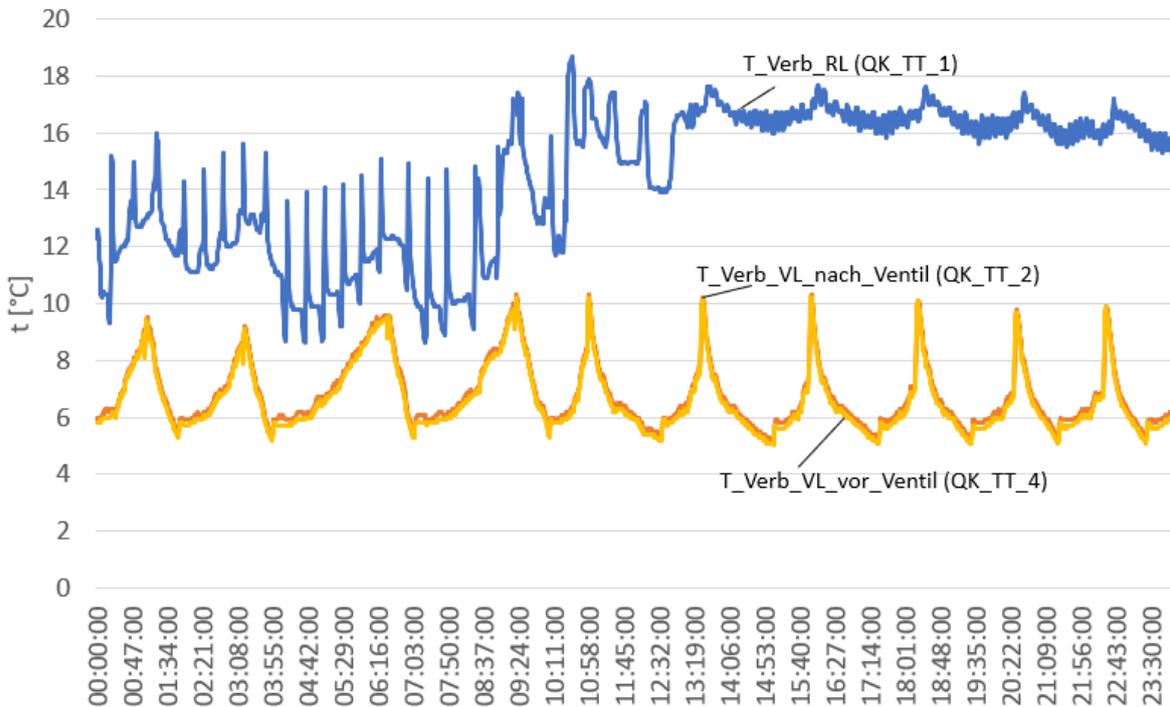


Abb. 4.4: Darstellung der Temperaturen um das Beimischventil QK_MI_1 (09.09.18)

Zum Abschluss der Untersuchung des Taktbetriebs stellt sich die Frage, wie oft die Maschine ein- und ausschaltet, und wie lange sie dann in Betrieb geht. Im Zeitraum zwischen 13.08. und 30.10. war die Wärmepumpe insgesamt 698,5 Stunden in Betrieb und stand 1202,7 Stunden still, was einer Betriebszeit von 36,7 % entspricht. War die Maschine in Betrieb, lieferte sie durchschnittlich eine Kälteleistung von 82 kW. Abb. 4.5 zeigt, dass während der betrachteten 37 Tage 21-mal ein Langzeitbetrieb über 8 Stunden erreicht wurde. Der längste Zeitraum durchgehender Kälteerzeugung fand am 23.08. statt, wobei die Maschine fast 17 Stunden durchgehend lief. Insgesamt schaltete die Anlage 423 mal ein und wieder aus, und der allergrößte Anteil der Betriebsdauern, lag in diesem Zeitraum zwischen 24 und 104 Minuten, dabei schaltete die Anlage 342 mal ein und aus.

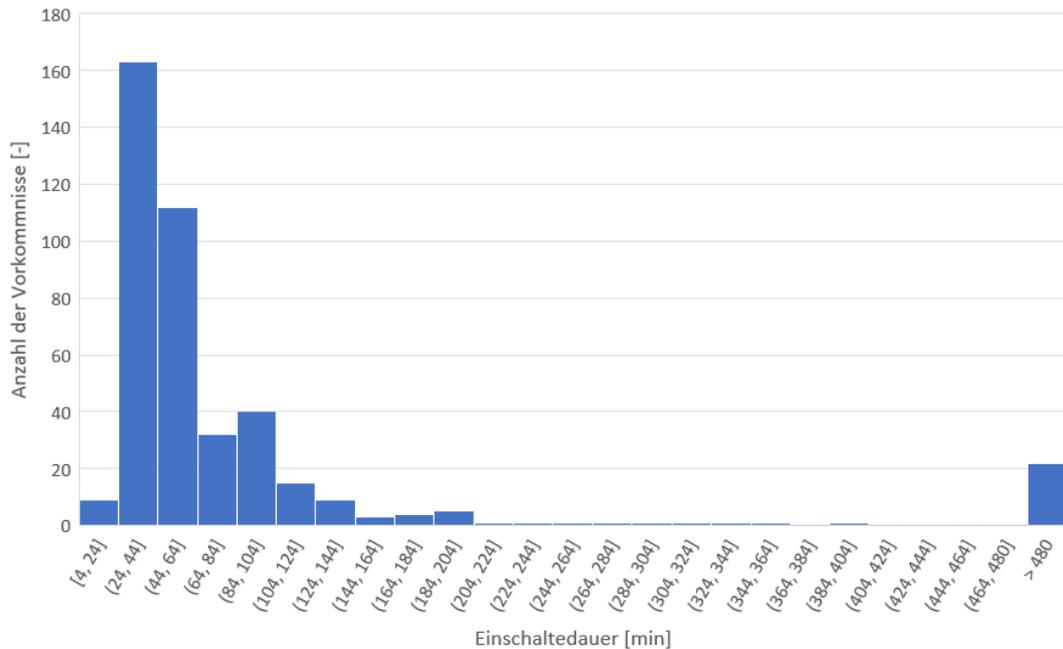


Abb. 4.5: Häufigkeit der auftretenden Betriebsdauern, aufsteigend sortiert (13.08-30.10)

Ein zusätzlicher Aspekt der im Rahmen von internen Meetings mit dem Industriepartner aufgezeigt wurde ist, dass die Wärmepumpe in bestimmten Abständen einen Zustand in, oder nahe an, Volllast erreichen muss, damit die Rückführung eventuell entstandener Ölsammlungen und die ausreichende Schmierung der Verdichter sichergestellt werden kann. Um dies zu überprüfen wurden die maximal erreichten Kälteleistungen pro Tag untersucht (Abb. 4.6), wobei jeweils nicht der höchste, sondern der zweithöchste pro Zyklus (Beispiel für Zyklus siehe Abb. 4.3 zwischen 01:55 und 03:25 Uhr) herangezogen wurde, da sich herausgestellt hat, dass im Anfahrvorgang nicht repräsentative Leistungsspitzen gemessen werden. Wie in dem Verlauf der Kurve zu sehen ist und wie genauere Betrachtungen gezeigt haben, fährt die Anlage an den meisten Tagen einmal in den Bereich von 110-150 kW Kälteleistung hoch und hält diesen Betrieb für ca. 5 Minuten.



Abb. 4.6: Zweithöchste erreichte Kälteleistungen am betreffenden Tag

4.2 Kühlwasserseite

Auch auf der Kühlwasserseite, welche bekannterweise den innovativen Teil der Anlage darstellt, sind einige Aspekte zu untersuchen. Wie in Kapitel 3.5 erklärt, wird die Kühlwassereintrittstemperatur (MK_TT_3) in den Kondensator auf 75 °C geregelt, indem die Kondensatorkreispumpe einen konstanten Volumenstrom fördert, während die Primärnetzpumpe durch eine Drehzahlregelung bestimmt, wieviel erhitztes Wasser dem Fernwärmerücklaufwasser beigemischt wird.

Seitens des Industriepartners ist erwünscht, dass das Wasser, das im Kondensator erhitzt und dann wieder dem Fernwärmeprimärvorlauf zugeführt wird, ein gewisses Temperaturniveau aufweist. Speist man unter der aktuell im Fernwärmevorlauf herrschenden Temperatur ein, wird diese unabdingbar heruntergemischt. Das Problem dabei ist, dass manchen Abnehmern bestimmte Vorlauftemperaturen vertraglich zugesichert sind und deshalb eingehalten werden müssen. Bei Anlagen dieser Größe und solange es sich um ein Pilot-Projekt handelt, halten sich diese Auswirkungen in Grenzen, denkt man aber im größeren Rahmen müssen diese Konsequenzen in Betracht gezogen werden.

In Abb. 4.7 sieht man die Temperaturen im Vorlauf des Primärfernwärmenetzes in blau (WS_TT_5) und grau (WS_TT_3), einmal vor bzw. nach der Einspeisestelle. In orange ist die Einspeisetemperatur (WS_TT_1) zu sehen. Man kann die Plausibilität überprüfen, indem man sich die Temperaturen bei Stillstand der Wärmepumpe ansieht. Ein Stillstand daran zu erkennen, dass sich die Einspeisetemperatur kontinuierlich an die Raumtemperatur annähert, da das Medium in den Rohren stillsteht und abkühlt. In diesem Fall sind die Temperaturen vor und nach der Einspeisestelle gleich groß. Ein besonderes Augenmerk liegt auf der Tatsache, dass manchmal die Temperatur rechts und manchmal diejenige links der Einspeisestelle höher ist, was bei gegebenem Wärmeeintrag durch die Wärmepumpe auf eine Umkehr der Flussrichtung im Primärnetz schließen lässt.

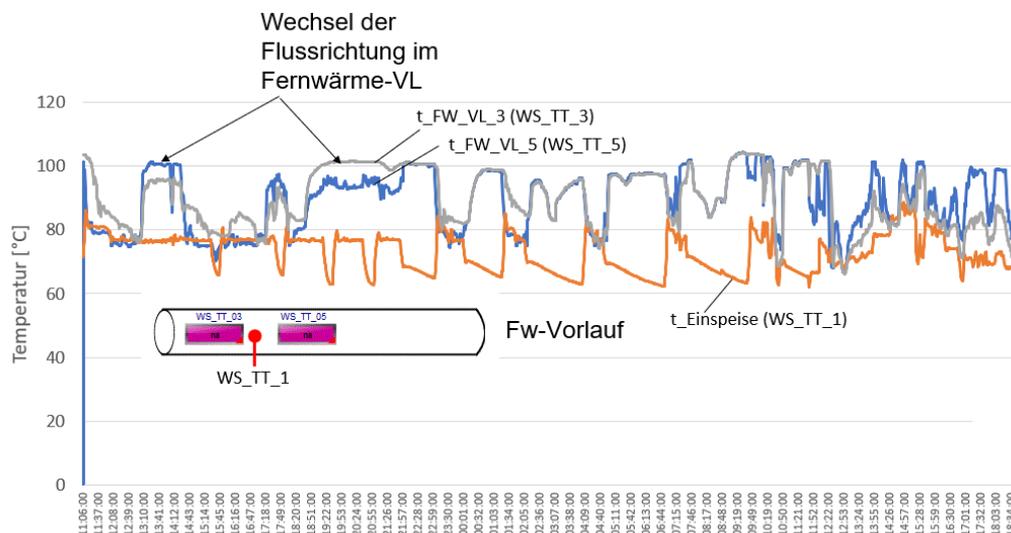


Abb. 4.7: Einspeisetemperatur und Temperaturen im Vorlauf des Primärfernwärmenetzes (18.09.18)

Weiters werden die im Auslegungsfall vorgesehenen Kondensatoraustrittstemperaturen von 85 °C nicht erreicht. Dies ist in der Tatsache begründet, dass der im Auslegungspunkt festgelegte Volumenstrom im Kondensatorkreis gefördert und die vorgesehene Kondensatoreintrittstemperatur auf 75 °C geregelt wird, jedoch die benötigte Kälteleistung, welche direkt an die erzeugte Wärmeleistung gekoppelt ist, weit unter der Nennauslastung 200 kW liegt und somit der Volumenstrom des Kondensators zu hoch ist.

Ein weiterer Fokus lag auf der Beurteilung der Qualität der Regelung der Kühlwassereintrittstemperatur über die Drehzahl der Primärnetzpumpe. Eine generelle Besorgnis bei der Umsetzung der Anlage waren sprunghafte Änderung der Temperatur im Fernwärmerücklauf, wodurch möglicherweise die Anlage die Wärme nicht mehr abführen kann und auf Hochdruckstörung schaltet. Abb. 4.8 zeigt, wie gut die Eintrittstemperatur von 75 °C bei einem sprunghaften Anstieg der Rücklaufstemperatur gehalten wird. Sprunghafte Änderungen der Temperatur werden nur beim Einschalten der Anlage erzeugt. Steht die Wärmepumpe still, kühlt sich die Temperatur des Wassers in den Rohren ab, weshalb dann Temperatursprünge entstehen, die sich auch in der Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator bemerkbar machen. Man sieht allerdings, dass diese Temperaturspitzen nur von kurzer Dauer sind und dadurch nicht den stabilen Betrieb der Kältemaschine gefährden.

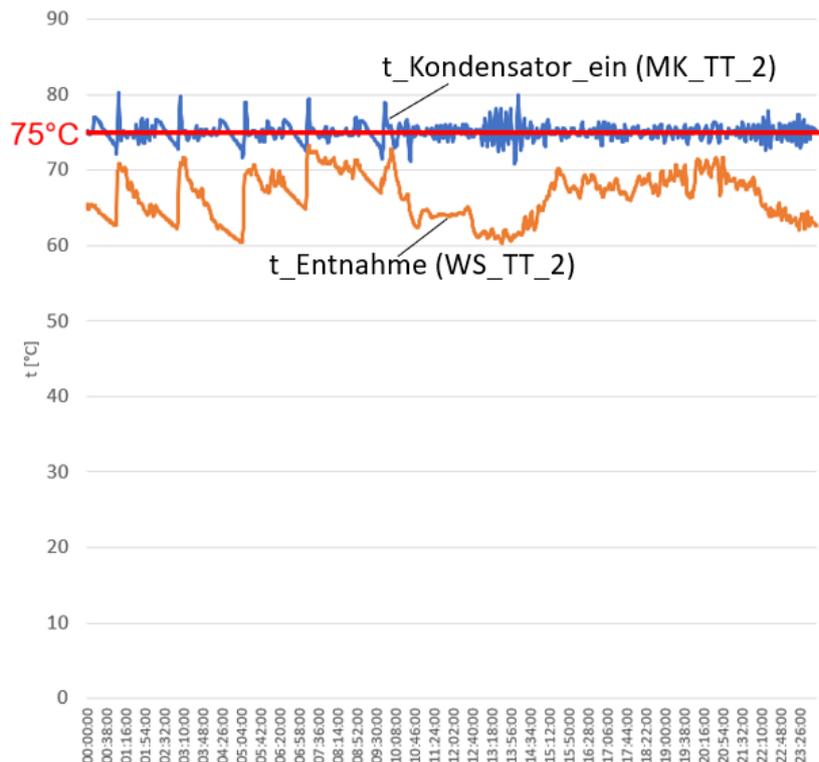


Abb. 4.8: Temperaturverlauf Kühlwassereintritt, Fernwärmerücklauf (18.09.18)

Bei der Verwendung einer hydraulischen Weiche besteht ein Risiko, dass diese falsch durchströmt wird. Bei der realisierten Anlage wäre das zum Beispiel der Fall, wenn die Primärnetzpumpe einen höheren Volumenstrom fördert als von der Kondensatorkreispumpe angesaugt wird, wodurch kalter Fernwärmerücklauf direkt in den Vorlauf gepumpt werden würde. Um dies zu überprüfen, werden in Abb. 4.9 Temperaturen vor und nach der Weiche miteinander verglichen. Würde es zu einer Beimischung des kalten FW-Rücklaufes kommen, wäre die Temperatur nach der hydraulischen Weiche (WS_TT_1, orange) tiefer als die Temperatur davor (MK_TT_4, blau). In der Tat ist diese sogar etwas höher als davor, was aus logischer Sicht nur an einem Sensor-Offset liegen kann. Auf jeden Fall kann gesagt werden, dass die Regelung funktioniert und keine unerwünschte Mischung passiert.

Zuvor ist bereits festgestellt worden, dass Temperatursprünge im Fernwärmerücklauf von der Regelung gut kompensiert werden, und dass die angestrebte Einspeisetemperatur von 85 °C nicht erreicht wird. Nun soll einerseits untersucht werden, wie gut die Regelung auf 75 °C am Eintritt funktioniert und welche Temperaturen dabei am Austritt erreicht werden.

4 Auswertung der Monitoring-Daten

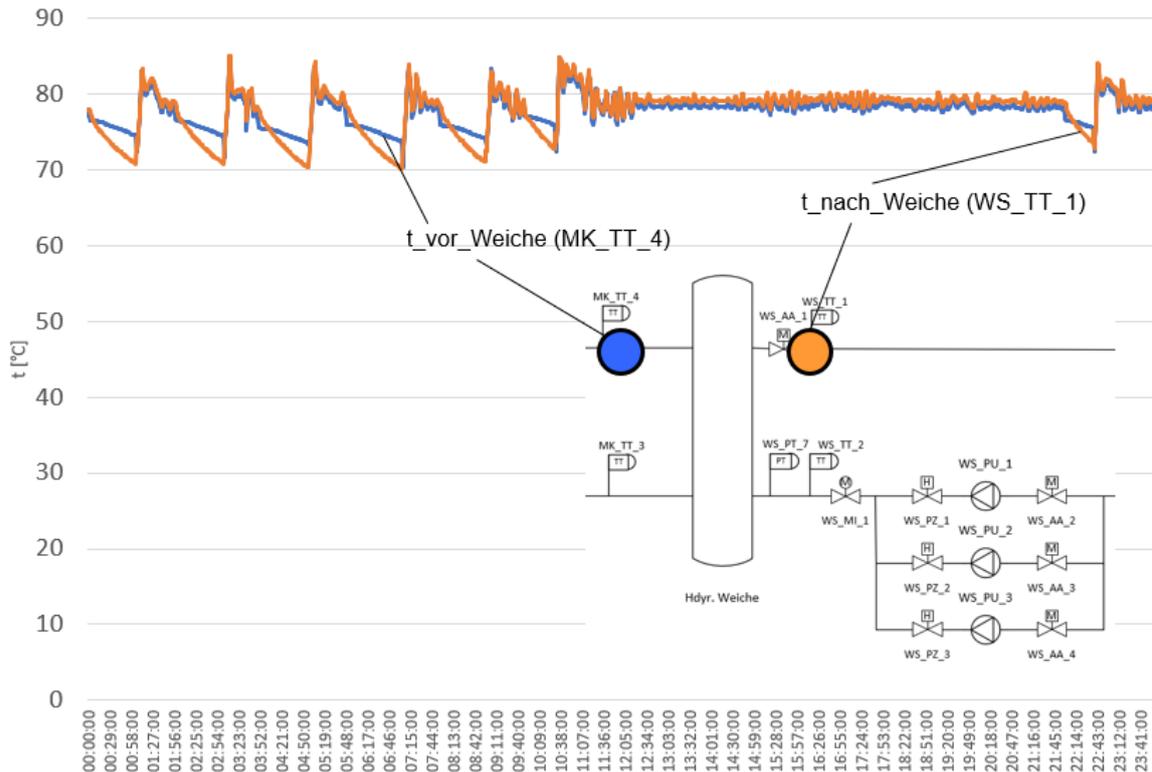


Abb. 4.9: Analyse der Temperaturen um die hydraulische Weiche (19.07.18)

Abb. 4.10 zeigt, wie viele Kilowattstunden Wärme bei welchen Ein- und Austrittstemperaturen erzeugt wurden. Zum überragenden Teil der Betriebszeit liegt die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator zwischen 74 und 76 °C, Temperaturen über 78 oder unter 72 °C kommen überaus selten vor. Die Austrittstemperatur, mit der dann im Weiteren in das Fernwärmenetz eingespeist wird, ist breiter gestreut und liegt zum Großteil zwischen 78 und 82 °C.

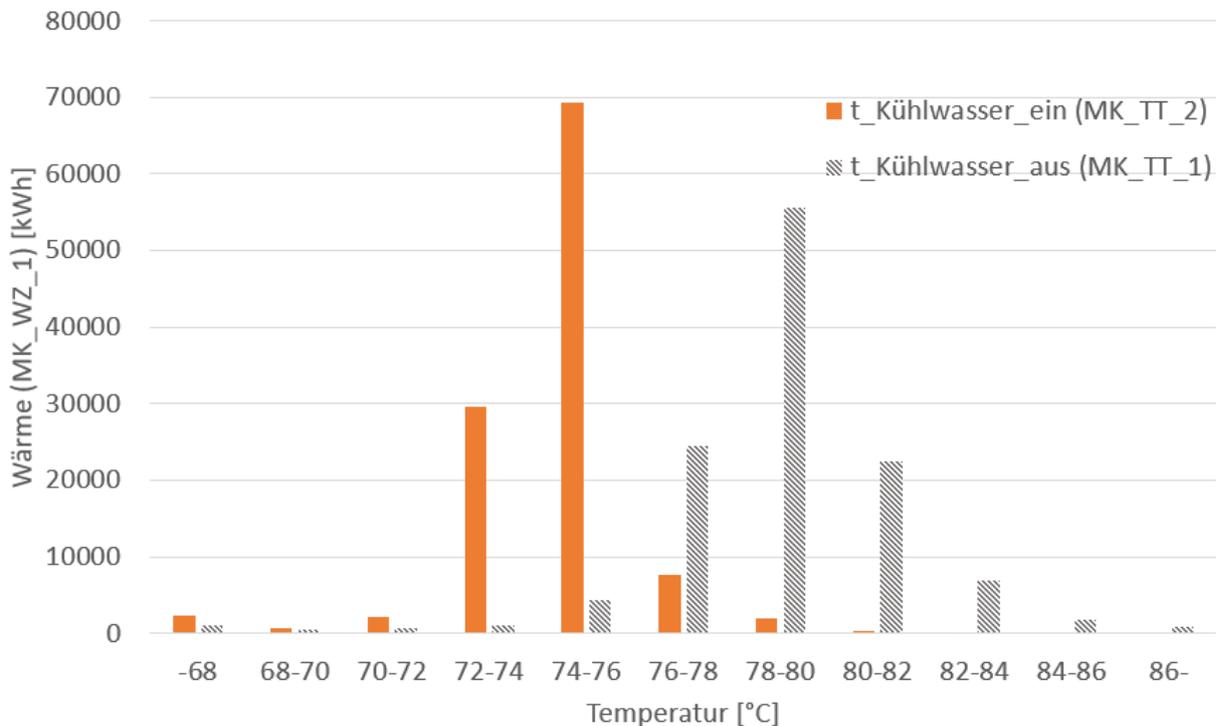


Abb. 4.10: Aus dem Kondensator abgeführte Wärmemenge, sortiert nach Ein- und Austrittstemperaturen (13.08.-30.10.18)

4.3 Wärmepumpe

Zum Abschluss des Kapitels wird ein Blick auf die Ergebnisse zu den am 19.09. durchgeführten Messungen geworfen. An diesem Tag wurde gemeinsam mit dem Industriepartner ein Kennfeld der Anlage unter Zuhilfenahme der künstlichen Last (vgl. Kapitel 3.3.2) abgefahren. Die Motivation dahinter lag an der Beschaffung von Daten aus dem Kältekreis der Wärmepumpe, nachdem bis zu diesem Tag nur Daten aus der peripheren Hydraulik aufgenommen worden waren. Das Kennfeld wird unter anderem genutzt, um auf die Genauigkeit des Simulationsmodells (siehe Kapitel 0) rückzuschließen und dieses damit validieren zu können.

Abb. 3.7 zeigt die Messfühler, die in der Anlage verbaut sind und von denen über die Messdauer Daten aufgenommen wurden. An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass weder für den NT-, noch für den HT-Kreislauf Druck- oder Temperatursensoren beim Eintritt in die Verdampfer verbaut worden sind, mit deren Hilfe man bessere Rückschlüsse auf die Verhältnisse in eben diesem ziehen hätte können.

Die Messstrategie hatte als Ziel, sowohl Volllastpunkte als auch Teillastpunkte abzufahren. In Tabelle 4.1 sind die 9 abgefahrenen Messpunkte zu sehen. Es handelt sich um drei Sets (Nr.1-4, 5-6, 7-9) innerhalb deren die Kühlwassereintrittstemperatur ($T_{\text{kond in}}$, MK_TT_3) in den Kondensator variiert worden ist. Für das Set 1 (1-4) wurde der Wärmepumpe Kaltwasser bei einer Temperatur von 14 °C Wasser und einem voreingestellten Volumenstrom \dot{V}_{cw} zur Verfügung gestellt, und vorgeben, dass es bei maximaler Drehzahl des NT-Verdichters so weit als möglich abgekühlt werden soll, wobei ca. 9,5 °C erreicht wurden. Für die Kühlwassereintrittstemperatur für den Punkt 1 wurden 65 °C, für Punkt 2 und 3 70 °C und für Punkt 4 75 °C eingestellt. Punkt 2 und 3 sind demnach von den Ziel-Randbedingungen betrachtet ident, wurden aber bewusst in der Auflistung beibehalten, da sich einerseits die Ist-Randbedingungen geringfügig unterscheiden und so andererseits ein Datenpunkt mehr zur Verfügung steht.

Set 2 (5-6) wurde bei deutlich geringerem Kaltwasservolumenstrom gefahren und zielte auf einen Teillastbetrieb ab. Der 11 °C kalte Vorlauf sollte dabei auf 7 °C abgekühlt werden, die Eintrittstemperatur in den Kondensator wurde einmal auf 75 °C und einmal auf 70 °C geregelt, bei der versuchten Regelung auf 65 °C wurde kein stabiler Betrieb erreicht, die Maschine schaltete auf Störung.

Für das dritte Set (7-9) wurde der Kaltwasservolumenstrom wiederum erhöht, wobei diesmal das Kaltwasser von 13,5 °C auf 10 °C abgekühlt wurde, was insgesamt einer größeren Kältebelastung als beim zweiten Set entsprach. Innerhalb von Set 3 wurde die Kondensatoreintrittstemperatur wiederum in 5 K Schritten von 65 °C auf 75 °C erhöht.

Zum Zeitpunkt der Messung wurde auch vom Gebäude Kälte abgenommen. Alles was über dessen Bedarf hinausging, wurde über die künstliche Last abgeführt. Für jeden Messpunkt wurden die Soll-Randbedingungen vorgegeben, gewartet bis ein stationärer Zustand erreicht wurde und dieser für 5 Minuten gehalten. Bei der Auswertung wurden dann die 5 erhaltenen Werte (loggen der Daten im Minutentakt) gemittelt und gelten repräsentativ für den jeweiligen Messpunkt.

Tabelle 4.1: Messstrategie

Nr.	T_verd_in	T_verd_out	T_kond_in	Delta_T	Kälteleistung	\dot{V}_{CW}	Heizleistung	P_el
	MV_TT_2	MV_TT_3	MK_TT_2		QK_WZ_1, QK_WZ_2	MV_WZ_1	MK_WZ_1	
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[kW]	[m³/h]	[kW]	[kW]
1	14,1	9,5	65,7	4,6	181,2	34,65	288,0	104,3
2	14,1	9,5	70,5	4,6	183,2	34,72	304,4	112,4
3	14,2	9,5	71,7	4,7	186,8	34,51	290,0	113,0
4	14,2	9,3	76,0	4,9	184,0	32,89	295,2	121,8
5	11,1	7,0	75,5	4,1	83,0	17,72	149,2	59,8
6	11,0	6,9	70,6	4,1	88,4	18,69	146,0	56,1
7	13,6	10,2	65,4	3,3	102,6	27,18	157,4	57,0
8	13,7	10,4	70,5	3,3	102,2	27,24	154,4	59,2
9	13,8	10,7	75,9	3,0	100,6	28,72	181,4	64,5

In Abb. 4.11 sieht man den zeitlichen Verlauf der Kälte- und Heizleistung am Messtag. Zwischen ca. 13:20 und 14:45 Uhr ist die Wärmepumpe im Volllastbetrieb gefahren, wobei eine Kälteleistung um die 185 kW und eine Heizleistung von 300 kW erreicht wurde. Zur Kälteleistung ist dabei zu sagen, dass der Wärmemengenzähler direkt im Verdampferkreis (MV_WZ_1) seit längerer Zeit falsche Ergebnisse lieferte. Deshalb setzt sich die hier gezeigte Linie aus der Summe der Kälteleistungen an den Verbraucher (QK_WZ_1) und die künstliche Last (QK_WZ_2) zusammen.

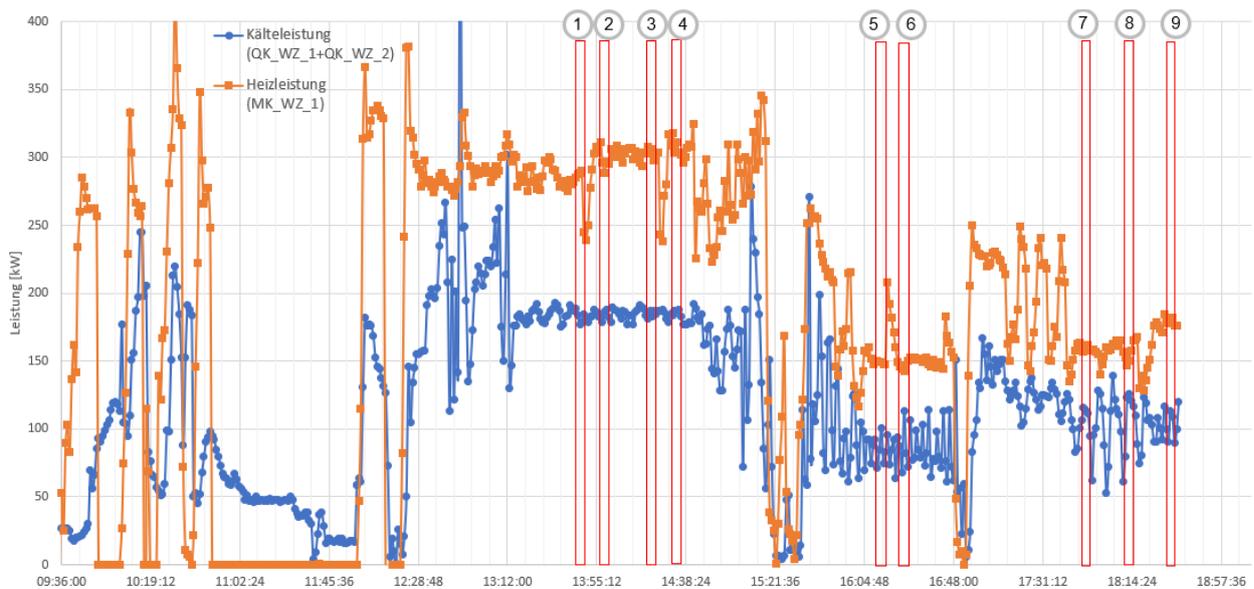


Abb. 4.11: Kälteleistung und Heizleistung, dargestellt über die Zeit (18.09.18)

Mit den aufgenommenen Messdaten konnte der Einfluss der Kühlwassereintrittstemperatur in den Kondensator auf den EER und den COP der Anlage ermittelt werden. Abb. 4.12 zeigt, dass wie erwartet die Effizienzkennzahlen durch die steigende Kondensationstemperatur sinken, da die HT-Verdichter mehr Arbeit leisten müssen um den größeren Temperaturhub zu überwinden. Größenordnungstechnisch liegt der EER der Anlage im regulären Betriebspunkt (75 °C am Kondensatoreintritt) bei 1,6 und der COP bei 2,6. Dass die COP-Linie von Set 3 (7-9) nicht abfällt lässt zwar sich durch die Messergebnisse erklären, da im letzten Punkt (9) eine signifikant höhere Heizleistung (ca. 180 kW im Vergleich zu ca. 150 kW bei Punkt (7) und (8)) gemessen worden ist, allerdings ist die Ursache für diese Messabweichung selbst nicht bekannt. Interessant ist, dass die Anlage in Volllast nicht die beste Effizienz aufweist. Eine mögliche Erklärung für dieses Phänomen wurde mit Hilfe des Simulationsmodells gefunden und wird in Kapitel 5.3 erläutert.

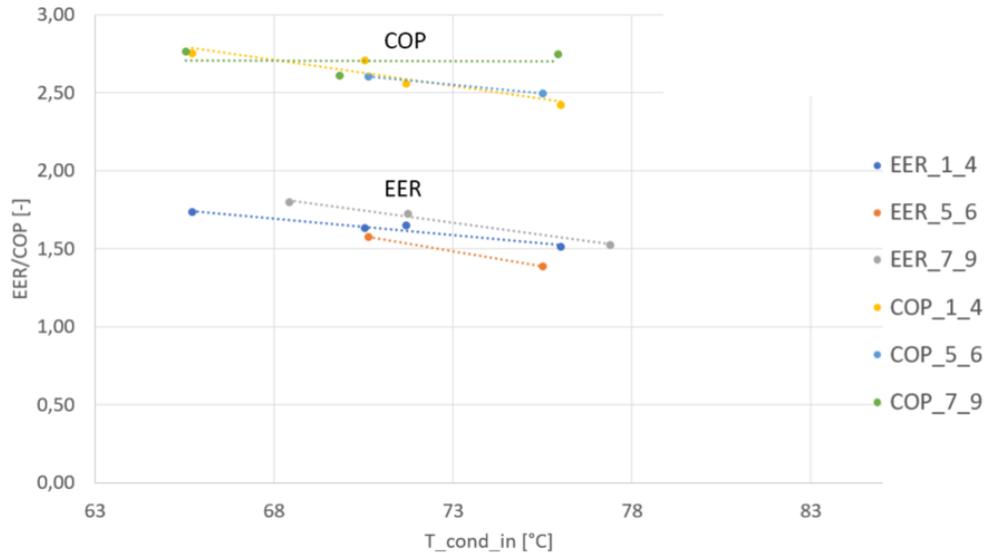


Abb. 4.12: COP und EER der Wärmepumpe bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen (18.09.18)

Besonders interessant werden diese Effizienzkennzahlen dann, wenn man sie mit Werten vergleicht, die über einen längeren Zeitraum aufgenommen werden. So wird der Seasonal Performance Factor SPF ,definiert für Kälte- (SPF_c) und Wärmenutzung (SPF_h) in Gl.(4-2) und Gl.(4-3), unter der Annahme, dass die Betrachtungsdauer τ einer ganzen Saison entspricht, wie folgt definiert:

$$SPF_c = \frac{\int_{\tau} \dot{Q}_{cooling} dt}{\int_{\tau} P_{el} dt} \quad (4-2)$$

$$SPF_h = \frac{\int_{\tau} \dot{Q}_{heating} dt}{\int_{\tau} P_{el} dt} \quad (4-3)$$

Von der betrachteten Anlage liegen noch keine Daten über eine volle Saison vor, weshalb im Folgenden der Begriff Performance Factor (PF_c, PF_h) für die analoge Kennzahl über den betrachteten Zeitraum (13.08-30.10.18) der Messung verwendet wird.

In Abb. 4.13 sieht man die Verläufe der Kälte-, Heiz- und vom Stromzähler gemessenen, elektrischen Energie, die pro Tag vom System aufgenommen bzw. abgegeben wurden. Als Referenz dazu wurden die jeweiligen Tagesmittelwerte der Außentemperaturen auf der sekundären Vertikalachse aufgetragen (Accuweather, 2018). Tendenziell sieht man, dass der Verlauf der Energien demjenigen der Außentemperatur folgt. Die Spitzenwerte wurden jeweils am 14.08. erreicht, wobei bei einer vom Verbraucher angeforderten Kälteenergie von 2108 kWh von der Wärmepumpe 1585 kWh elektrische Energie aufgenommen und dadurch 3594 kWh Heizenergie erzeugt und in das Wiener Fernwärmenetz eingespeist wurden. Interessant ist, dass an diesem Tag die Außentemperatur mit 24 °C niedrig im Vergleich zu anderen Tagen war. Eine genauere Analyse hat gezeigt, dass dieses Phänomen aus einem ungewöhnlich hohen Kältebedarf in der Nacht von 13.08. auf 14.08. resultiert, in anderen Worten, die Anlage hat in den frühen Morgenstunden deutlich mehr Leistung als üblich geliefert um die Räumlichkeiten durch den heißen Vortag wieder auf das gewünschte Temperaturniveau zu bringen.

4 Auswertung der Monitoring-Daten

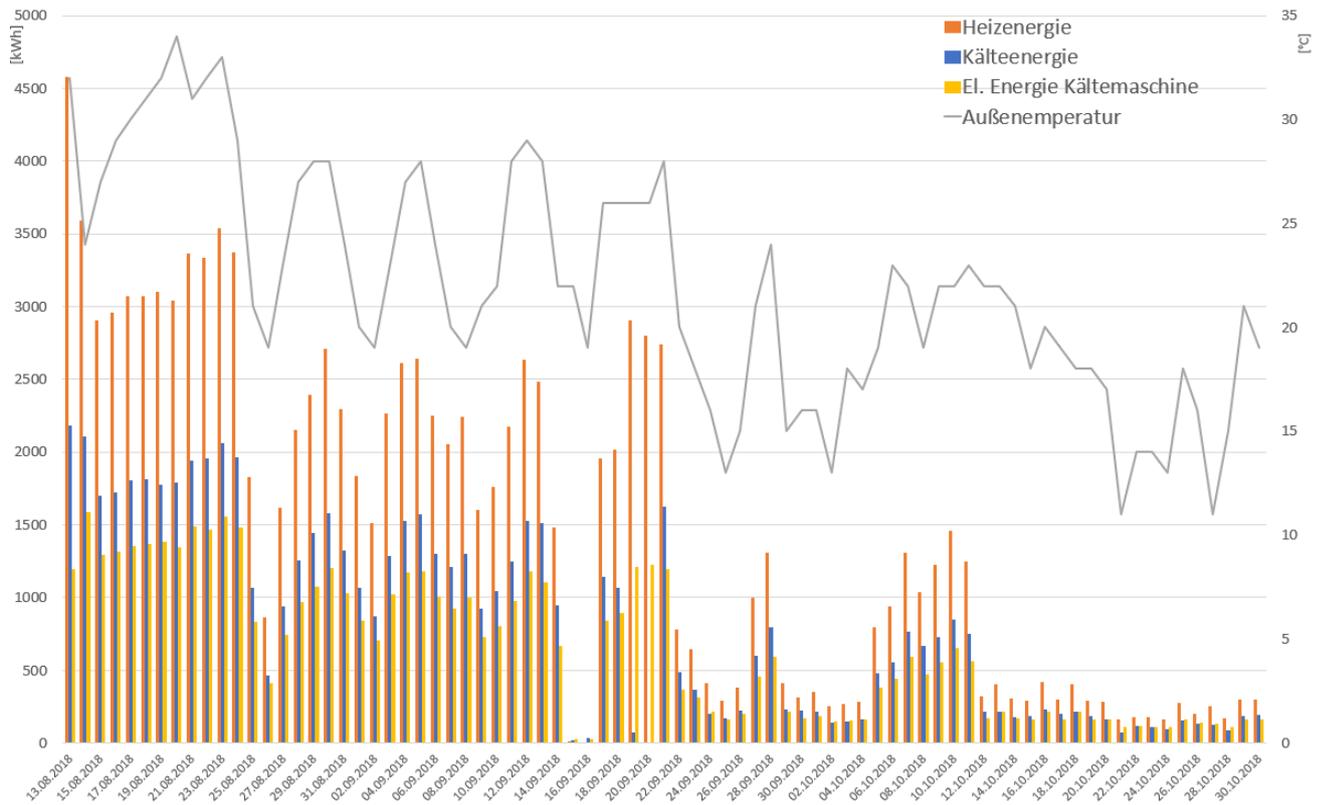


Abb. 4.13: Kälte-, Heiz- und aufgenommene elektrische Energie,

Insgesamt wurden in den knapp 11 Wochen vom Verbraucher 64046 kWh Kälteenergie benötigt und 115711 kWh Heizenergie erzeugt. Stellt man eine Energiebilanz des Systems auf, entspricht die aufgenommene elektrische Energie der Differenz zwischen Heiz- und Kälteenergie und beläuft sich auf 51666 kWh. Der Stromzähler für die Wärmepumpe (die drei Verdichter) hat in diesem Zeitraum einen Energiebezug aus dem Netz von 51974 kWh gemessen, was außerordentlich gut mit der Energiebilanz übereinstimmt. Nimmt man weitere Stromverbraucher, wie Förderpumpen, Beleuchtung, Ventilation des Maschinenraumes, etc., mit in die Rechnung auf, wurden im betrachteten Zeitraum 60054 kWh el. Energie aus dem Netz bezogen. Tabelle 4.2 zeigt für die drei verschiedenen Betrachtungsweisen die jeweiligen Performance Faktoren über den betrachteten Zeitraum. Ein Vergleich mit den Ergebnissen für COP und EER aus Abb. 4.12 zeigt, dass die Maschine über längere Zeiträume deutlich schlechter abschneidet als in der Momentaufnahme, was mit dem häufigen Taktbetrieb begründet werden kann.

4 Auswertung der Monitoring-Daten

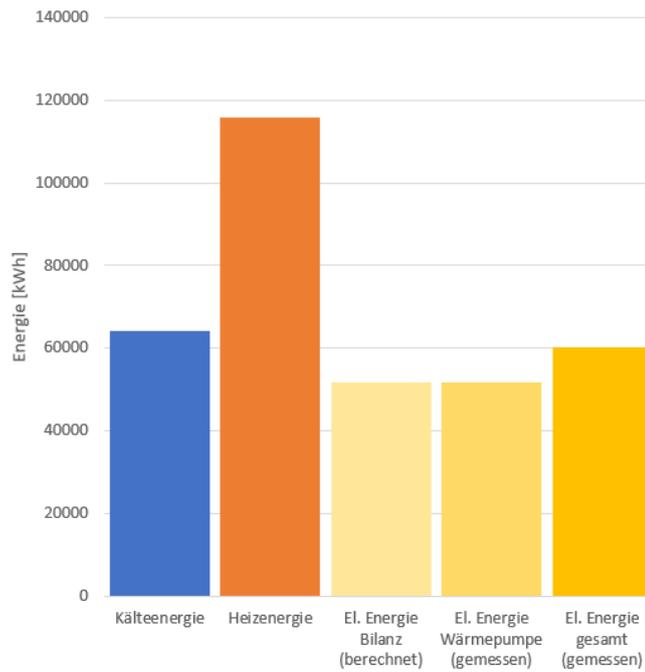


Abb. 4.14: Energiebilanz über den Betrachtungszeitraum (13.08-30.10), Vergleich mit Daten aus Stromzähler, el. Energiebedarf der Gesamtanlage

Tabelle 4.2: Performance Faktoren

	el. Energie [kWh]	PFc [-]	PFh [-]
Bilanz	51666	1,24	2,24
Wärmepumpe	51795	1,24	2,23
gesamte Anlage	60054	1,07	2,93

5 SIMULATIONSMODELL

Das Kapitel Simulationsmodell besteht aus drei Teilen. Zuerst wird das Modell der Wärmepumpe beschrieben, das mit Hilfe des Gleichungslösers EES erstellt worden ist. Dafür werden die Eingangsgrößen und Randbedingungen erläutert und die Modellierungsgleichungen abschnittsweise dargelegt. Im zweiten Teil werden Simulationsergebnisse mit Messergebnissen verglichen. Teil drei präsentiert schließlich die Erkenntnisse, die mit Hilfe des Simulationsmodells über die Wärmepumpe gewonnen wurden und beschreibt, wie es sich bei Veränderung der Eingangsgrößen und Randbedingungen verhält.

Für die Simulation wurden einige Annahmen getroffen, um die Komplexität des Modells gering zu halten:

- Es herrschen zu jeder Zeit stationäre Betriebsbedingungen
- Isenthalpe Entspannung in der Drossel
- Wärmeaustausch mit der Umgebung findet nur im NT-Verdampfer und im HT-Kondensator statt
- Grädigkeit im NT Verdampfer wurde als konstant angenommen
- Flüssigkeitsunterkühlung im NT-Kondensator wurde als konstant angenommen
- Druckverluste in Wärmetauschern finden ausschließlich im Zweiphasengebiet statt

5.1 Modellbildung

Im Rahmen der Modellbildung wird zuerst über die Eingangsgrößen und Randbedingungen gesprochen und danach die Modellbildung der NT- und der HT-Stufe erläutert. Abb. 5.1 zeigt das Kreislaufschema der Wärmepumpe und die Zustandspunkte, die in den T/h-Diagrammen (Abb. 5.5, Abb. 5.6) der beiden Stufen dargestellt werden.

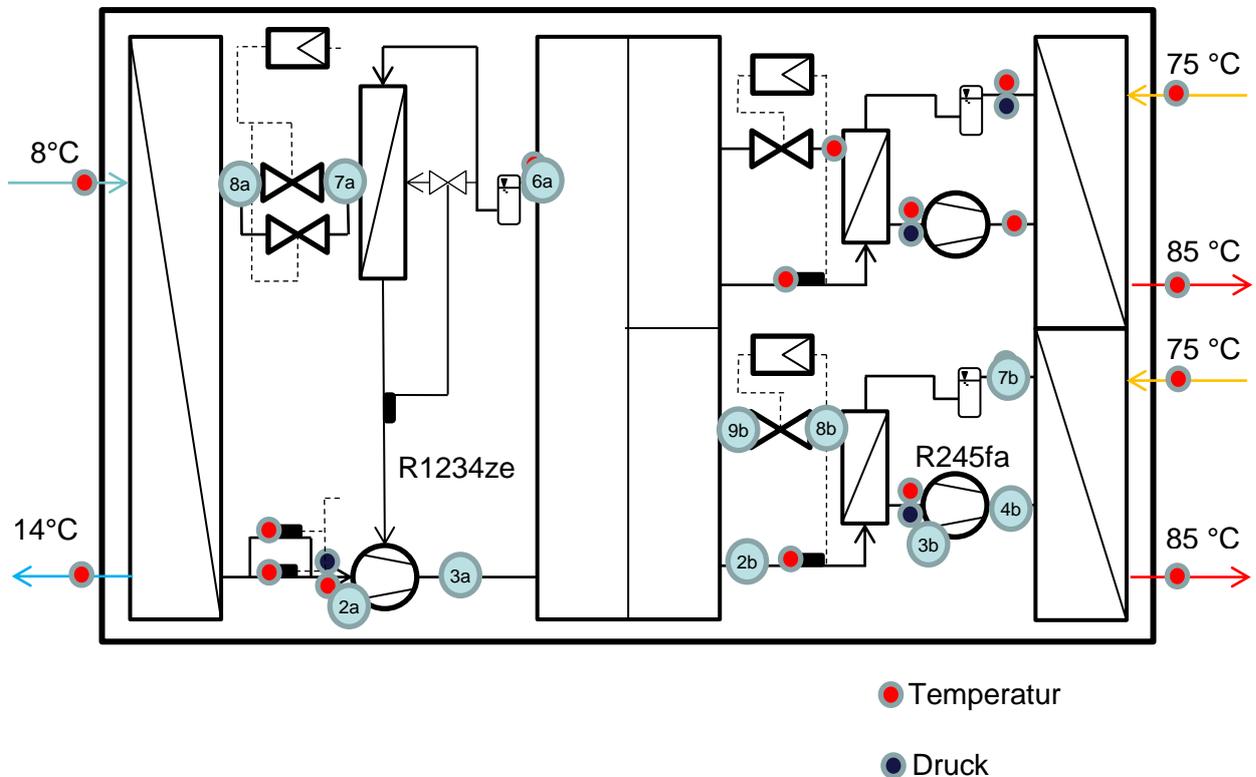


Abb. 5.1: Kreislaufschema der Wärmepumpe

In Tabelle 5.1 werden einige der in den Gleichungen des Simulationsmodells verwendeten Indizes mit den Bezeichnungen der Punkte aus Abb. 5.1 verknüpft.

Tabelle 5.1: In Gleichungen verwendete Indizes, Bezug auf Punkte im Kreislaufschema (Abb. 5.1)

Punkt	Index
2a	lt,evap,out
3a	lt,comp,out
6a	lt,cond,out
7a	lt,eco,out
8a	lt,evap,in
2b	ht,evap,out
3b	ht,comp,in
4b	ht,comp,out
7b	ht,cond,out
8b	ht,int,hp,out
9b	ht,evap,in

Das Simulationsmodell besteht aus 143 Gleichungen und Variablen, von denen dem System 6 als Eingabegrößen und 17 als Randbedingung vorgegeben werden.

5.1.1 Eingangsrößen/Randbedingungen

Bei den Größen, die dem Modell vorgegeben werden, wird zwischen den Eingangsgrößen (Tabelle 5.2) und den Randbedingungen (Tabelle 5.3) unterschieden. Erstere sind Werte, die dazu gedacht sind verändert zu werden, um verschiedene Betriebszustände simulieren zu können, wie zum Beispiel die Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer. Die Randbedingungen werden dem System vorgegeben um das Verhalten der Komponenten zu beschreiben, wie z.B. die U-Werte und die Fläche des HT-Kondensators oder Druckverluste in den Wärmetauschern.

Als Eingangsgrößen werden dem System 6 der 8 folgenden möglichen Variablen vorgegeben. Dabei werden durch die Vorgabe von 3 der 5 Größen aus \dot{V}_{cw} , $t_{cw,evap,in}$, $t_{cw,evap,out}$, $\dot{Q}_{cooling}$ und $Leistungsgrad_{NT}$ die Verhältnisse des Kaltwassers beschrieben. Der Leistungsgrad eines Verdichters gibt dabei an, wieviel Prozent seiner Leistungsfähigkeit aktuell verwendet werden. Das Maximum liegt dabei bei 100 %, als Minimum gilt für die Verdichter des Herstellers 25 %. Die Vorgabe von 2 der 3 Größen aus \dot{V}_{hw} , $t_{hw,cond,in}$ und $t_{hw,cond,out}$ beschreibt die Verhältnisse des Kühlwassers. $Anzahl_{Verdichter,HT}$ wird immer vorgegeben, um die Anzahl der aktiven HT-Kreise festzulegen.

Tabelle 5.2: Eingangsgrößen des Simulationsmodells

Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	m ³ /h
$t_{cw,evap,in}$	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	°C
$t_{cw,evap,out}$	Austrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	°C
$\dot{Q}_{cooling}$	Kälteleistung	kW
$Leistungsgrad_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	%
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	m ³ /h
$t_{hw,cond,in}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	°C
$t_{hw,cond,out}$	Austrittstemperatur des Kühlwassers aus dem Kondensator	°C
$Anzahl_{Verdichter,HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kreise der HT-Stufe aktiv sind	-

Als Randbedingungen werden dem System Größen vorgegeben, welche entweder aus den Messdaten hervorgegangen sind, wie zum Beispiel die Sauggasüberhitzung und die Mitteldrücke im Kaskadenwärmetauscher, oder Datenblättern entnommen wurden. Sofern nicht explizit anders angegeben, sind die folgenden Werte für alle Fälle, die im Rahmen der Simulationsstudie betrachtet werden, gültig.

Tabelle 5.3: Randbedingungen des Simulationsmodells

Bezeichnung	Beschreibung	Wert	Einheit
$\Delta p_{lt,evap}$	Druckverlust im NT-Verdampfer	0,25	bar
$\Delta p_{lt,cond}$	Druckverlust im NT-Kondensator	0,02	bar
$\Delta p_{ht,evap}$	Druckverlust im HT-Verdampfer	0,3	bar
$\Delta p_{ht,cond}$	Druckverlust im HT-Kondensator	0,04	bar
$\Delta p_{lt,eco}$	Druckverlust im NT-Economizer	0,05	bar
$\Delta p_{ht,int}$	Druckverlust im internen HT-Wärmetauscher	0,13	bar
$\Delta t_{lt,evap,in}$	Grädigkeit zwischen Kaltwasseraustritt und Kältemiteleintritt im NT-Verdampfer	2	K
$p_{lt,cond}$	Kondensationsdruck der NT-Stufe	10	bar
$p_{ht,evap}$	Verdampfungsdruck der HT Stufe	2,6	bar
$E_{ht,int}$	Effektivität interner Wärmetauscher HT-Stufe	0,75	-
$U_{ht,cond,1}$	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Überhitzung	1000	W/m ² K
$U_{ht,cond,2}$	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Zweiphasengebiet	3000	W/m ² K
$U_{ht,cond,3}$	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Unterkühlung	1500	W/m ² K
$A_{ht,cond}$	Fläche eines HT-Kondensators	12,96	m ²
$\Delta t_{lt,evap,sup}$	Sauggasüberhitzung NT-Stufe	7	K
$\Delta t_{ht,evap,sup}$	Sauggasüberhitzung HT-Stufe	5,5	K
$\Delta t_{lt,cond,sub}$	Flüssigkeitsunterkühlung NT-Stufe	1	K
$p_{ht,cond,max}$	Druck, bei dem die Wärmepumpe auf Hochdruckstörung schaltet (bei $t_{ht,cond,crit} = 90\text{ °C}$)	10	bar

5.1.2 NT-Stufe

Im Verdampfer wird dem Kaltwasser Wärme entzogen, welche vom verdampfenden Kältemittel der NT-Stufe (R-1234ze) aufgenommen wird. Die Leistung der beiden Ströme muss dabei gemäß Gl.(5-1) und Gl.(5-2) gleich groß sein.

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_{lt,evap} \cdot (h_{lt,evap,out} - h_{lt,evap,in}) \quad (5-1)$$

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{V}_{cw} \cdot \rho_{cw} \cdot c_{p,cw} \cdot (t_{cw,evap,in} - t_{cw,evap,out}) \quad (5-2)$$

Die Verdampfer Eintrittstemperatur des Kältemittels wird mit einer konstanten Grädigkeit berechnet. Für sie gilt Gl.(5-3):

$$t_{lt,evap,in} = t_{cw,evap,out} - \Delta t_{lt,evap,in} \quad (5-3)$$

Durch die Verdampfeintrittstemperatur ist automatisch auch der Druck am Verdampfeintritt bestimmt. Der Druckabfall über den NT-Verdampfer ist als Randbedingung vorgegeben, womit auch der Punkt auf der oberen Grenzkurve und zugleich der Ansaugdruck des NT-Verdichters bestimmt ist, da vereinfacht angenommen wurde, dass die Druckverluste nur im Zweiphasengebiet entstehen. Die Verdampferaustrittstemperatur ergibt sich, wenn man zu der Sättigungstemperatur beim Ansaugdruck die durch eine Randbedingung vorgegebene Überhitzung $\Delta t_{lt,evap,sup}$ hinzuzählt.

Für den Kondensationsdruck der NT-Stufe $p_{lt,cond}$ wurde durch die Messdatenanalyse (vgl. Kapitel 4) herausgefunden, dass dieser durch die Regelung konstant auf 10 bar (entspricht einer Temperatur von $t_{lt,cond} = 51,2 \text{ }^\circ\text{C}$) gehalten wird.

Der Kältemittelmassenstrom wurde über ein Verdichterkenntfeld ermittelt. Dabei wurde aus der Datenbank des Verdichterherstellers für den verbauten Verdichter mittels Regression eine Gleichung für den Massenstrom als Funktion des Verdampfungs- und Kondensationsdrucks ermittelt. Für den Verdampfungsdruck wurde dabei der Ansaugdruck verwendet, da dieser maßgeblich für die Dichte des Mediums beim Ansaugen ist und damit für den Massenstrom. Die Regressionsformel für den Massenstrom der NT-Stufe Gl.(5-4), wobei Drücke in bar_{abs} eingesetzt werden, lautet:

$$\dot{m}_{lt,evap} = (-448,6 + 1846,5 \cdot p_{lt,evap,out} - 31,1 \cdot p_{lt,evap,out}^2 + 70,2 \cdot p_{lt,cond,out} - 7,2 \cdot p_{lt,cond,out}^2) \cdot m_{lt,corr} \frac{60}{50 \cdot 3600} \text{ [kg/s]} \quad (5-4)$$

$m_{lt,corr}$ ist dabei ein Korrekturfaktor zwischen 0,316 und 1, der berücksichtigt, dass der geförderte Massenstrom vom aktuellen Leistungsgrad des Verdichters abhängt und wird nach der Regressionsgleichung Gl.(5-5) aus dem Verdichterkenntfeld des Herstellers abgeleitet.

$$m_{lt,corr} = 0,315 + 7,27 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Leistungsgrad}_{NT} + 6,14 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Leistungsgrad}_{NT}^2 \quad (5-5)$$

Beim NT-Kreislauf ist zu beachten, dass es durch den Economizer 3 Kältemittelmassenströme gibt, wobei der Kondensatormassenstrom die Summe aus Verdampfermassenstrom und Economizermassenstrom ist. Es gilt Gl.(5-6):

$$\dot{m}_{lt,cond} = \dot{m}_{lt,evap} + \dot{m}_{lt,eco} \quad (5-6)$$

Der Massenstrom im Economizer wird ähnlich wie der Kondensatormassenstrom nach Gl.(5-7) berechnet:

$$\dot{m}_{lt,eco} = (-695,3 + 197,5 \cdot p_{lt,evap,out} - 62,4 \cdot p_{lt,evap,out}^2 + 131,0 \cdot p_{lt,cond,in} - 2,52 \cdot p_{lt,cond,in}^2) \cdot m_{lt,corr} \frac{60}{50 \cdot 3600} \text{ [kg/s]} \quad (5-7)$$

Die Heißgastemperatur beim Austritt aus dem Verdichter wird ebenso, ähnlich den beiden Massenströmen zuvor, aus der Datenbank des Herstellers abgeleitet. An dieser Stelle wäre eine Korrektur vorgesehen gewesen, welche die Tatsachen berücksichtigen soll, dass der Verdichterhersteller in seiner Berechnung von 10 K Überhitzung, im Gegensatz zu 7 K im Modell, keinem Druckverlust im Verdampfer und ungekühltem Heißgas ausgeht. Diese drei Faktoren scheinen sich allerdings auszugleichen, da die Simulationsergebnisse die Messergebnisse der Heißgastemperatur bis auf 2 K maximale Abweichung abbilden. Die Heißgastemperatur ist ebenso eine Funktion des Verdampfungs- und Kondensationsdruckes und kann nach Gl.(5-8) berechnet werden.

$$t_{lt,comp,out} = (64,8 + 42,1 \cdot p_{lt,evap,out} - 6,66 \cdot p_{lt,evap,out}^2 + 7,39 \cdot p_{lt,cond,in} - 0,095 \cdot p_{lt,cond,in}^2) [^{\circ}C] \quad (5-8)$$

Der Kondensationsdruck und der Druckabfall im Kondensator werden als Randbedingung vorgegeben, ebenso wie die Flüssigkeitsunterkühlung $\Delta t_{lt,cond,sub}$. Damit ergibt sich die Wärmeleistung, die im Kaskadenwärmetauscher an die HT-Seite übertragen wird nach Gl.(5-9) zu:

$$\dot{Q}_{cascade} = \dot{m}_{lt,cond} \cdot (h_{lt,comp,out} - h_{lt,cond,out}) \quad (5-9)$$

Der Wärmestrom, der im Economizer übertragen wird, muss, aufgrund der Vernachlässigung von Wärmeverlusten, auf beiden Seiten gleich groß sein und errechnet sich durch die beiden Gleichungen Gl.(5-10) und Gl.(5-11):

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{lt,evap} \cdot (h_{lt,cond,hp,out} - h_{lt,eco,hp,out}) \quad (5-10)$$

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{lt,eco} \cdot (h_{lt,eco,mp,out} - h_{lt,eco,mp,in}) \quad (5-11)$$

Sowohl das Mitteldruckniveau $p_{lt,eco,mp}$ als auch die Temperatur des Hauptmassenstroms am Austritt aus dem Economizer $t_{lt,eco,out}$ können aus den Datenblättern abgeleitet werden, wodurch das Gleichungssystem des Economizers vollständig bestimmt ist. Für den Massenstrom im Economizerbypass wurde angenommen, dass er vollständig verdampft, womit der Austrittszustand auf der oberen Grenzkurve liegt. Für den Economizer gelten Gl.(5-12) und Gl.(5-13).

$$t_{lt,eco,out} = (-10,66 + 12,41 \cdot p_{lt,evap,out} - 1,10 p_{lt,evap,out}^2 + 2,67 \cdot p_{lt,cond,in} - 0,018 \cdot p_{lt,cond,in}^2) [^{\circ}C] \quad (5-12)$$

$$p_{lt,eco,bypass} = (-0,14 + 1,31 \cdot p_{lt,evap,out} - 0,057 \cdot p_{lt,evap,out}^2 + 0,178 \cdot p_{lt,cond,in} - 9,7 \cdot p_{lt,cond,in}^2 \cdot 10^{-3}) [\text{bar}_{abs}] \quad (5-13)$$

Nach dem Economizer wird der Hauptmassenstrom durch das EEV auf den Verdampfungsdruck entspannt, während der Bypassmassenstrom direkt in den Verdichter eingespritzt wird. Die Enthalpie des Hauptmassenstroms am Austritt des Economizers ist nach Aussage von Gl. (5-14) zugleich die Enthalpie am Eintritt des Verdampfers.

$$h_{lt,eco,out} = h_{lt,evap,in} \quad (5-14)$$

5.1.3 HT-Stufe

In der HT-Stufe wird die am Kaskadenwärmetauscher übertragene Wärmeleistung benutzt, um das Kältemittel R-245fa zu verdampfen. Dafür gilt die Gl.(5-15):

$$\dot{Q}_{cascade} = \dot{m}_{ht} \cdot (h_{ht,evap,out} - h_{ht,evap,in}) \quad (5-15)$$

Der Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{ht} wird wieder durch das Verdichter kennfeld als Regressionsfunktion des Verdampfungs- und Kondensationsdruckes ermittelt, wobei analog zur NT-Stufe ein Korrekturfaktor $m_{ht,corr}$ (Gl.(5-17)) miteinbezogen wird, der den Leistungsgrad enthält. Ebenso werden 60 Hz Netzfrequenz, die Umrechnung auf Sekunden und die Anzahl der aktiven Kompressoren in der Berechnung berücksichtigt. Der Massenstrom berechnet sich nach Gl. (5-16):

$$\dot{m}_{ht} = \left(-657,8 + 1732,2 \cdot p_{ht,evap,out} - 20,7 \cdot p_{ht,evap,out}^2 + 161,7 \cdot p_{ht,cond,out} - 11,2 \cdot p_{ht,cond,out}^2 \right) \cdot m_{ht,corr} \cdot \frac{60}{50 \cdot 3600} \cdot \text{Anzahl}_{\text{Verdichter,HT}} \text{ [kg/s]} \quad (5-16)$$

$$m_{ht,corr} = 0,316 + 6,63 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Leistungsgrad}_{HT} + 6,18 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Leistungsgrad}_{HT}^2 \quad (5-17)$$

Im HT-Verdampfer findet die erste Überhitzung des Sauggases statt, welche über das EEV geregelt wird und über eine Randbedingung durch Gl. (5-18) vorgegeben wird.

$$t_{ht,evap,out} = t_{ht,evap}'' + \Delta t_{ht,evap,sup} \quad (5-18)$$

Bevor das Kältemittel vom Verdichter angesaugt wird, wird es im internen Wärmetauscher das zweite Mal überhitzt, während es gleichzeitig nach dem Kondensatoraustritt unterkühlt wird. Die Energiebilanz für diesen Wärmeaustausch lautet nach Gl.(5-19):

$$\dot{Q}_{ht,int} = \dot{m}_{ht} \cdot (h_{ht,comp,in} - h_{ht,evap,out}) = \dot{m}_{ht} \cdot (h_{ht,cond,out} - h_{ht,int,hp,out}) \quad (5-19)$$

Der interne Wärmetauscher wurde über die Wärmetauschereffektivität $E_{ht,int}$ modelliert, die in Gl.(5-20) definiert ist als:

$$E_{ht,int} = \frac{\dot{Q}_{ht,int}}{\dot{Q}_{ht,int,max}} = 0,75 \quad (5-20)$$

Sie gibt also das Verhältnis der tatsächlich übertragenen Wärmeleistung $\dot{Q}_{ht,int}$ zur theoretisch möglichen $\dot{Q}_{ht,int,max}$ an. $\dot{Q}_{ht,int,max}$ ist in Gl.(5-21) definiert als:

$$\dot{Q}_{ht,int,max} = \dot{m}_{ht} \cdot c_{p_{ht,int,in}} \cdot (t_{ht,cond,out} - t_{ht,evap,out}) \quad (5-21)$$

$c_{p_{ht,int,in}}$ ist dabei die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels beim Eintritt in den internen Wärmetauscher auf der Niederdruckseite. $\dot{Q}_{ht,int,max}$ entspricht also der maximal übertragbaren Wärmemenge, die dann übertragend wird, wenn das Fluid mit dem geringeren Wasserwert, in diesem Fall das Sauggas, bis auf die Temperatur des Kältemittels, welches am Kondensatoraustritt den höheren Wasserwert hat, erwärmt wird, so wie es theoretisch bei einem unendlich großen Wärmetauscher der Fall wäre.

Die Heißgastemperatur am Austritt aus dem HT-Verdichter wird analog der NT-Stufe über das Verdichterkennfeld gemäß Gl.(5-22) abgeleitet, wobei aufgrund der höheren Überhitzung als in den Datenblättern durch den internen Wärmetauscher eine Korrektur, diesmal um 10 K, durchgeführt wurde, deren Höhe aus den Messergebnissen abgeleitet wurde. Die Drücke werden dabei in bar_{abs} eingesetzt.

$$t_{ht,comp,out} = \left(74,2 - 13,36 \cdot p_{ht,evap,out} + 2,44 \cdot p_{ht,evap,out}^2 + 4,34 \cdot p_{ht,cond,in} + 6,85 \cdot p_{ht,cond,in}^2 \cdot 10^{-3} \right) + 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5-22)$$

Die Modellierung des Kondensators erfolgt über die NTU-Methode, welche in Kapitel 2.2.3 beschrieben wurde. Dafür muss die Fläche des Kondensators in drei Teilbereiche unterteilt werden. In Bereich 1 ist das Kältemittel im Heißdampfgebiet, in Bereich 2 im Zweiphasengebiet

und in Bereich 3 in der unterkühlten Zone. Für jede dieser Zonen $i = [1,3]$ gilt Gl.(5-23) für den Wasserwert $C_{ht,cond,i}$:

$$C_{ht,cond,i} = \dot{m}_{ht} \cdot cp_{ht,cond,i} \quad (5-23)$$

Dieser wird für Bereich 2 unendlich groß, da die spezifische Wärmekapazität $cp_{ht,cond,2}$ im Zweiphasengebiet für das Kältemittel unendlich groß ist. Analog gilt in allen drei Bereichen für den Wasserwert C_{hw} des Kühlwassers Gl.(5-24):

$$C_{hw} = \dot{m}_{hw} \cdot cp_{hw} \quad (5-24)$$

Der NTU-Wert ist für jeden Teilbereich i in Gl.(5-25) definiert als:

$$NTU_{ht,cond,i} = \frac{A_{ht,cond,i} \cdot U_{ht,cond,i}}{C_{ht,cond,i}} \quad (5-25)$$

Die Teilflächen der Kondensatorbereiche müssen nach Gl. (5-26) aufsummiert die Gesamtfläche des Kondensators ergeben :

$$A_{ht,cond} = \sum_{i=1}^3 A_{ht,cond,i} \quad (5-26)$$

Für das Verhältnis der Wasserwerte $Cr_{ht,cond,i}$ der beiden Fluide wird verlangt, dass der größere der beiden immer im Nenner steht, was in Bereich 1 und 3 derjenige des Kühlwassers ist, in Bereich 2 ist $Cr_{ht,cond,2} = 0$, weil $cp_{ht,cond,2}$ unendlich groß ist. Daraus folgen Gl.(5-25) und Gl.(5-28):

$$Cr_{ht,cond,i} = \frac{C_{ht,cond,i}}{C_{hw}}, \quad \text{für } i = 1; 3 \quad (5-27)$$

$$Cr_{ht,cond,2} = \frac{C_{hw}}{C_{ht,cond,2}} = 0 \quad (5-28)$$

Der Zusammenhang zwischen der Wärmetauschereffektivität $E_{ht,cond,i}$ und dem jeweiligen $NTU_{ht,cond,i}$ ergibt sich nach NTU-Methode zu Gl.(5-29).

$$E_{ht,cond,i} = \frac{1 - \exp(-NTU_{ht,cond,i} \cdot (1 - Cr_{ht,cond,i}))}{1 - Cr_{ht,cond,i} \cdot \exp(-NTU_{ht,cond,i} \cdot (1 - Cr_{ht,cond,i}))} \quad (5-29)$$

Für jeden der drei Abschnitte gibt es drei Definitionen (a, b, c) der übertragenen Wärmeleistung in den drei Teilbereichen (Gl.5-28 - 5-32). Die 9 resultierenden Gleichungen können nun zur Berechnung der 6 unbekanntem Temperaturen und der 3 UA-Werte verwendet werden. Der Index ht bezeichnet dabei die heiße Seite, also das Kältemittel, der Index hw die kalte Seite, also das Kühlwasser. $r_{0,ht}$ ist die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels bei der momentanen Kondensationstemperatur.

$$a.) \quad \dot{Q}_{heating,i} = E_{ht,cond,i} \cdot C_{ht,cond,i} \cdot (t_{ht,in,i} - t_{hw,in,i}) \quad \text{für } i = 1; 3 \quad (5-30)$$

$$\dot{Q}_{heating,i} = E_{ht,cond,i} \cdot C_{hw} \cdot (t_{ht,in,i} - t_{hw,in,i}) \quad \text{für } i = 2 \quad (5-31)$$

$$b.) \quad \dot{Q}_{heating,i} = \dot{m}_{hw} \cdot cp_{hw} \cdot (t_{hw,out,i} - t_{hw,in,i}) \quad \text{für } i = 1 - 3 \quad (5-32)$$

$$c.) \quad \dot{Q}_{heating,i} = \dot{m}_{ht} \cdot c_{p_{ht,cond,i}} \cdot (t_{ht,in,i} - t_{ht,out,i}) \quad \text{für } i = 1; 3 \quad (5-33)$$

$$\dot{Q}_{heating,i} = \dot{m}_{ht} \cdot r_{0,ht} \quad \text{für } i = 2 \quad (5-34)$$

Die Summe der Leistungen der drei Teilbereiche ergibt nach Gl.(5-35) die gesamte Heizleistung, welche an das Kühlwasser gemäß Gl.(5-36) abgegeben wird.

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{Q}_{heating,1} + \dot{Q}_{heating,2} + \dot{Q}_{heating,3} \quad (5-35)$$

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{V}_{hw} \cdot \rho_{hw} \cdot c_{p_{hw}} \cdot (t_{hw,out} - t_{hw,in}) \quad (5-36)$$

Das Kältemittel wird nach dem Austritt aus dem Kondensator im internen Wärmetauscher gemäß Gleichung (5-19) unterkühlt. Die Austrittsenthalpie der Hochdruckseite an dieser Stelle entspricht nach Gl.(5-37) durch die Annahme der isenthalpen Entspannung in der Drossel der Eintrittsenthalpie des Verdampfers. $h_{ht,int,hp,out}$ bezeichnet dabei die Enthalpie des Fluids der Hochdruckseite beim Austritt aus dem internen Wärmetauscher.

$$h_{ht,int,hp,out} = h_{ht,evap,in} \quad (5-37)$$

5.2 Vergleich mit Messergebnissen

Um die Genauigkeit des Simulationsmodells abschätzen zu können, werden im Folgenden Simulationsergebnisse mit Messdaten der Wärmepumpe aus Tabelle 4.1 verglichen. Dabei handelt es sich um neun Messpunkte, die vorab durch unterschiedliche Randbedingungen definiert wurden.

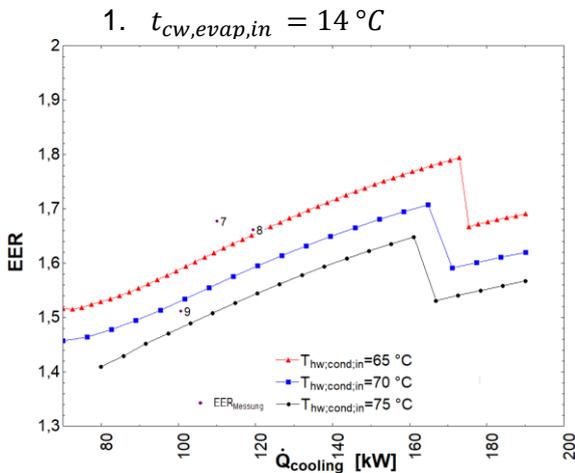
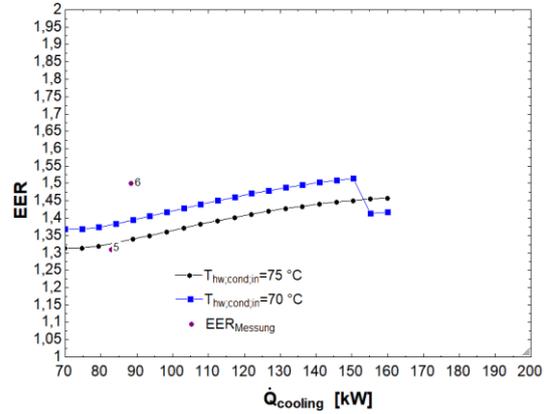
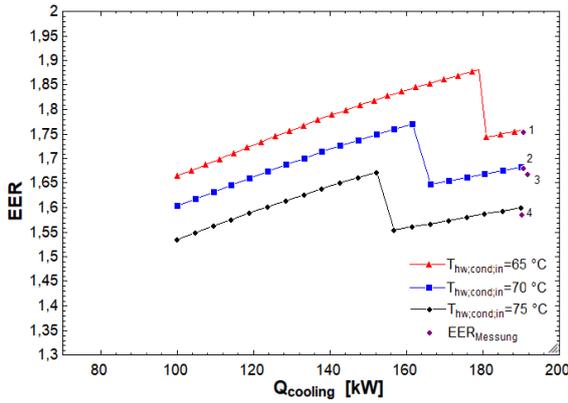
Abb. 5.2 zeigt die simulierten Verläufe des EER über der Kälteleistung bei verschiedenen Kaltwassereintrittstemperaturen $t_{cw,evap,in}$. Als Parameter werden Kurven von unterschiedlichen Kühlwassereintrittstemperaturen $t_{hw,cond,in}$ dargestellt. In der ebenso in Abb. 5.2 dargestellten Tabelle ist zu sehen, welcher Messpunkt auf welche Kühlwassereintrittstemperatur zu beziehen ist.

Der Vollständigkeit halber wird angemerkt, dass die Werte in den Messfiles in Relativdrücken ausgegeben werden.

Vor dem Vergleich mit den Messergebnissen ist anzumerken, dass diese ein Mittelwert aus fünf Momentaufnahmen sind, die innerhalb von fünf Minuten im Ein-Minuten-Takt aufgenommen wurden und daher mit erheblichen Messunsicherheiten behaftet sind. Besonders in Teillast traten teilweise enorme Schwankungen in diesem Zeitraum auf.

Messpunkte 1-4 wurden in Volllast bei einer Kaltwassereintrittstemperatur von 14 °C gefahren. Die Effizienzkurven treffen dabei die Messpunkte 1,2 und 3 sehr gut, für Punkt 4 wird die Effizienz bei der Simulation um 5 % überschätzt. Die Messpunkte 5-9 stellten einen Teillastbetrieb dar, indem der Wärmepumpe eine zu erreichende Temperaturspreizung vorgegeben wurde. Generell zeigt das Simulationsmodell, dass es die Effizienz der Wärmepumpe tendenziell unterschätzt, was bei genauerer Betrachtung daran liegt, dass in Realität weniger elektrische Leistung als simuliert aufgenommen wird. Die aufgenommene elektrische Leistung wird dabei in Abhängigkeit des Verdampfungs- und Kondensationsdrucks und des Leistungsgrades aus den Kennfeldern der Verdichter ermittelt (Gl.(5-36 – 5-39)) Die Drücke werden dabei jeweils in bar_{abs} eingesetzt.

Die Unstetigkeiten, die bei jeder Kurve auftreten, zeigen das Hinzuschalten des zweiten HT-Kreises. Zur Bewältigung derselben Last benötigt ein Verdichter auf 100 % Leistungsgrad weniger elektrische Leistung als zwei auf 50 %, wodurch die Effizienz sprunghaft abfällt. Auf dieses Phänomen wird in Abb. 5.12 dargestellt.



a.) $t_{cw,evap,in} = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$

Messpunkt	$t_{hw,cond,in} [^\circ\text{C}]$
1	65
2	70
3	70
4	75
5	75
6	70
7	65
8	70
9	75

b.) $t_{cw,evap,in} = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Abb. 5.2: Verlauf des EER über der Kälteleistung, für unterschiedliche Kaltwassereintrittstemperaturen aus Simulationsergebnissen, Vergleich mit Messergebnissen

$$P_{el,lt} = (29,03 + 1,22 \cdot p_{lt,evap,out} - 0,539 \cdot p_{lt,evap,out}^2 + 4,87 \cdot p_{lt,cond,in} - 0,0199 \cdot p_{lt,cond,in}^2) \cdot f_{Leistungsgrad,lt} \text{ [kW]} \quad (5-38)$$

$$f_{Leistungsgrad,lt} = (0,377 + 4,34 \cdot Leistungsgrad_{comp,lt} \cdot 10^{-3} - 2 \cdot Leistungsgrad_{comp,lt}^2 \cdot 10^{-5}) \quad (5-39)$$

$$P_{el,ht} = (10,2 + 0,769 \cdot p_{ht,evap,out} - 0,437 \cdot p_{ht,evap,out}^2 + 2,32 \cdot p_{ht,cond,in} - 0,0226 \cdot p_{ht,cond,in}^2) \cdot f_{Leistungsgrad,ht} \cdot Anzahl_{Kompressor,ht} \text{ [kW]} \quad (5-40)$$

$$f_{Leistungsgrad,ht} = (0,377 + 4,34 \cdot Leistungsgrad_{comp,ht} \cdot 10^{-3} - 2 \cdot Leistungsgrad_{comp,ht}^2 \cdot 10^{-5}) \quad (5-41)$$

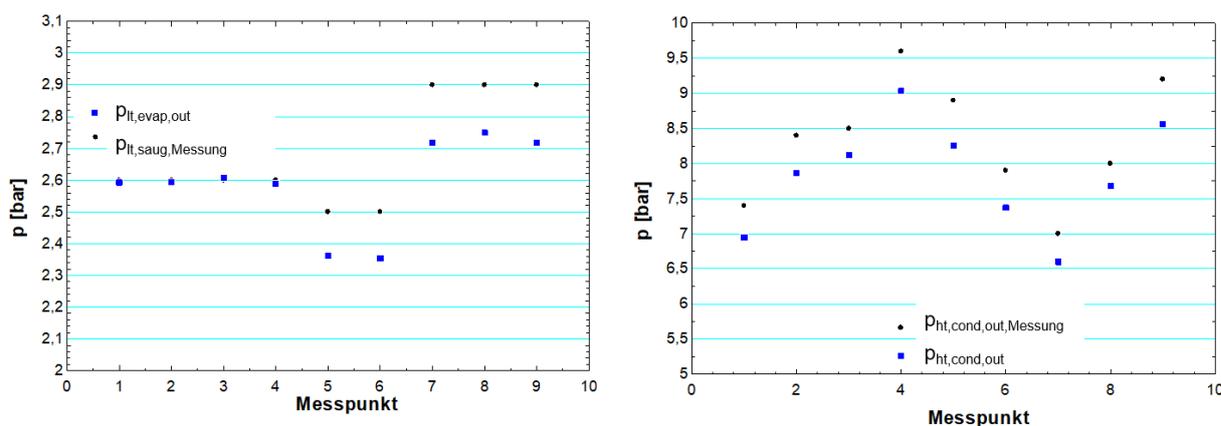
Bei den Punkten 5 und 6 wurde $t_{cw,evap,in}$ auf $11 \text{ } ^\circ\text{C}$ geregelt. Während Punkt 5 gut getroffen wird, liegt die Effizienzkurve für $t_{hw,cond,in}$ um 15 % unter dem Messwert. Ein ähnliches Bild zeigt sich für die Messpunkte 7-9, bei denen $t_{cw,evap,in}$ auf $13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ geregelt wurde. Auch hier wird die Effizienz der Anlage um 10-20 % unterschätzt.

Abb. 5.3 zeigt einen Vergleich der simulierten Drücke mit den Messergebnissen der 9 Messpunkte. Nachdem im Rahmen der Messdatenanalyse identifiziert worden ist, dass die beiden Mitteldrücke ($p_{lt,cond,out} = 10 \text{ bar}$, $t_{lt,cond,out} = 51,2 \text{ } ^\circ\text{C}$; $p_{ht,evap,in} = 2,9 \text{ bar}$, $t_{ht,evap,in} =$

45,7 °C) in der Kaskade konstant sind, reicht es, die Drücke am Verdampferaustritt $p_{lt,evap,out}$ der NT-Stufe und am Kondensatoraustritt $p_{ht,cond,out}$ der HT-Stufe zu betrachten.

$p_{lt,evap,out}$ wird im Volllastbetrieb nahezu exakt vom Simulationsmodell getroffen, im Teillastbetrieb liegt der reale Ansaugdruck um ca. 0,15-0,2 bar höher als simuliert, was in der Annahme des konstanten Druckabfalls über den Verdampfer begründet liegt. Dieser ist in Realität eine Funktion des Massenstroms und nimmt mit diesem zu.

Die Simulationsergebnisse für $p_{ht,cond,out}$ liegen durchschnittlich 0,5-0,7 bar unter den Messergebnissen. Das ist interessanterweise konträr zu den Ergebnissen aus Abb. 5.2 b.) und c.), da ein höherer Kondensationsdruck einen niedrigeren EER bedeuten würde, welcher allerdings unter den Werten aus den Messergebnissen liegt.



a.) Ansaugdruck NT-Stufe $p_{lt,evap,out}$

b.) Kondensationsdruck HT-Stufe $p_{ht,cond,out}$

Abb. 5.3: Simulationsergebnisse des Ansaugdrucks der NT-Stufe und des Kondensationsdrucks der HT-Stufe, Vergleich mit Messergebnissen

Abb. 5.4 zeigt den Vergleich der errechneten Kälte- und Heizleistung mit den Messergebnissen. Die Kälteleistung wird dabei durchwegs gut getroffen, was allerdings an der Tatsache liegt, dass sie über die Randbedingungen der Kaltwassertemperaturen und des Kaltwasservolumenstroms vorgegeben wird. Die Heizleistung wird in den Punkten 2 und 9 um 10 % zu niedrig errechnet, in Punkt 8 um 10 % zu hoch.

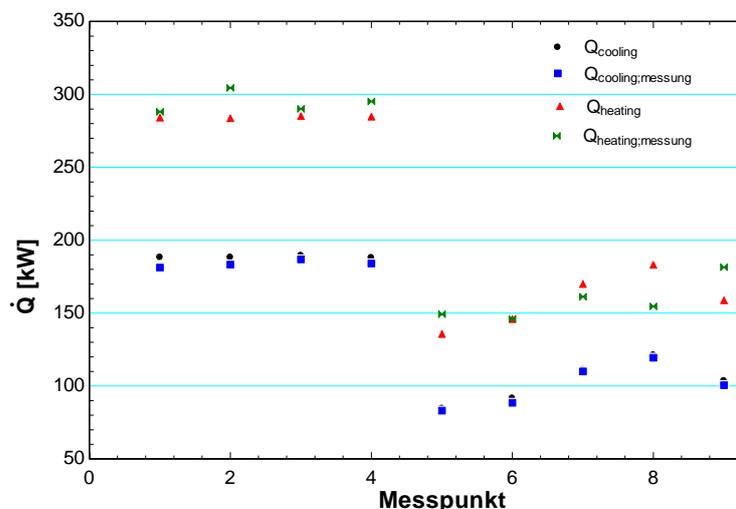


Abb. 5.4: Simulationsergebnisse für Kälte- und Heizleistung, Vergleich mit Messergebnissen

5.3 Simulationsstudie

Im Folgenden werden ausgewählte Ergebnisse des Simulationsmodells präsentiert, welche zeigen sollen, wie sich Änderungen an verschiedenen Systemparametern auf das Leistungsvermögen und die Effizienz der Maschine auswirken.

Abb. 5.5 und Abb. 5.6 zeigen die T/h-Diagramme der beiden Kältemittelkreisläufe im Auslegungspunkt, dessen Eingangsgrößen in Tabelle 5.4. definiert werden.

Tabelle 5.4: Eingangsgrößen im Auslegungspunkt

Bezeichnung	Beschreibung	Wert	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	31	m ³ /h
$t_{cw,evap,in}$	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	14	°C
$Leistungsgrad_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	100	%
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	32	m ³ /h
$t_{hw,cond,in}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	75	°C
$Anzahl_{Verdichter,HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kältekreise der HT-Stufe aktiv sind	2	-

Im NT-Kreislauf wird das Kaltwasser bei diesen Randbedingungen von um 6 K abgekühlt. Die Überhitzung des Sauggases beträgt 7 K gegenüber der Sättigungstemperatur und die Unterkühlung der flüssigen Phase im Kondensator 1 K. Das Heißgas erreicht eine Temperatur von 75 °C. Die Druckdifferenz zwischen Verdampferausritt (2,6 bar) und Kondensatoreintritt (10 bar) beträgt 7,4 bar.

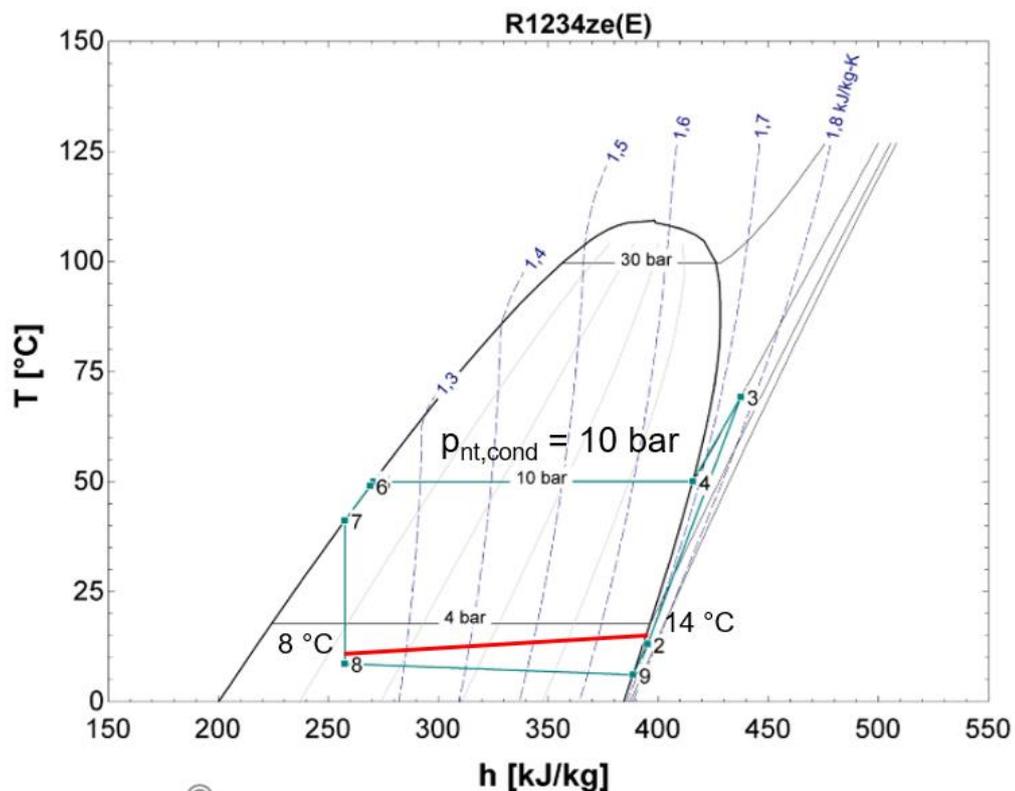


Abb. 5.5: T/h-Diagramm der NT-Stufe aus dem Simulationsmodell

Im HT-Kreislauf wird das Kühlwasser von 75 auf 85 °C erwärmt. Die Drücke am Verdampferaustritt und Kondensatoreintritt liegen wie bei der NT-Stufe bei 2,6 und 10 bar, womit sich auch die Druckdifferenz zu 7,4 bar ergibt. Das Sauggas wird im Verdampfer um 5,5 K und im internen Wärmetauscher um 19 K überhitzt, was eine gesamte Überhitzung von 24,5 K ergibt. Die flüssige Phase wird im Kondensator um 1,2 K und im internen Wärmetauscher um 8 K unterkühlt, was im gesamten einer Unterkühlung von 9,2 K entspricht.

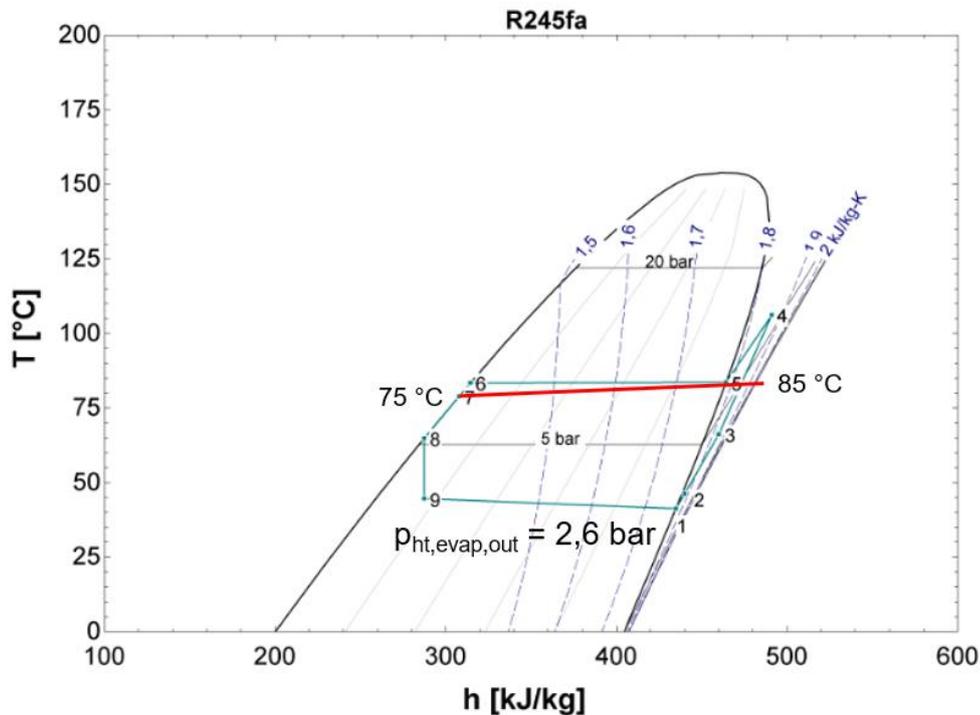


Abb. 5.6: T/h-Diagramm der HT-Stufe aus dem Simulationsmodell

Abb. 5.7 zeigt den Verlauf der Kälteleistung und der Effizienz, wenn man die Kaltwasseraustrittstemperatur $t_{cw, \text{evap}, \text{out}}$ variiert. Die Eingangsgrößen für diese Simulation sind in Tabelle 5.5 aufgelistet und entsprechen dem Auslegungspunkt der Wärmepumpe. Die beiden Größen zeigen annähernd lineares Verhalten. 1 K Temperatursenkung bedeutet dabei eine Effizienzeinbuße von 5 % und eine Verringerung der potentiellen Kälteleistung (bei 100 % Leistungsgrad des NT-Verdichters) um ca. 7,5 kW. Der Abfall der Kälteleistung resultiert aus dem geringeren Ansaugdruck des NT-Verdichters, da mit der sinkenden Kaltwasseraustrittstemperatur ein sinkender Verdampfungsdruck einhergeht. Dieser wiederum senkt die Dichte des Mediums, wodurch weniger Massenstrom im Kältekreislauf gefördert wird und weniger Wärme aufgenommen werden kann. Zusätzlich muss die Wärmepumpe einen größeren Temperaturhub überwinden, was das EER verschlechtert.

Tabelle 5.5: Eingangsgrößen bei Variation der Kaltwasseraustrittstemperatur

Bezeichnung	Beschreibung	Wert	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	31	m ³ /h
$t_{cw, \text{evap}, \text{out}}$	Austrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	Parameter	°C
$\text{Leistungsgrad}_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	100	%
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	32	m ³ /h
$t_{hw, \text{cond}, \text{in}}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	75	°C
$\text{Anzahl}_{\text{Verdichter}, HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kältekreise der HT-Stufe aktiv sind	2	-

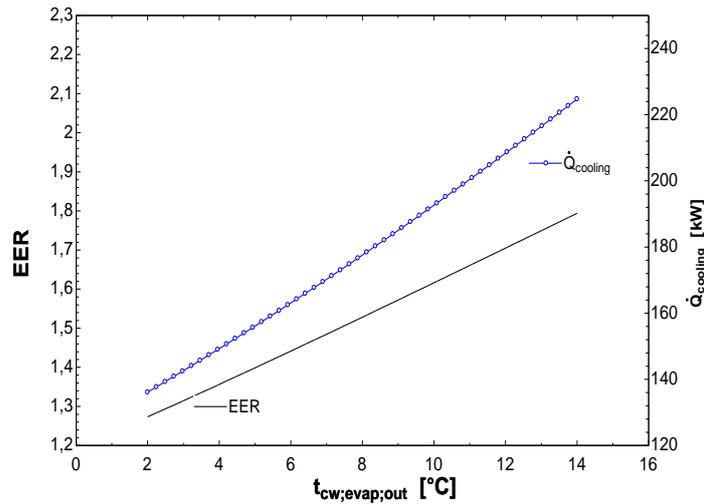


Abb. 5.7: Verlauf der Kälteleistung und der Effizienz in Abhängigkeit der Kaltwasseraustrittstemperatur

Auch auf der HT-Seite bedeutet eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur eine Verschlechterung der Effizienz. Dies entsteht, wenn man die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator erhöht, wodurch der Kondensationsdruck steigt, während der Verdampfungsdruck konstant bleibt. Bei den in Tabelle 5.6 aufgelisteten Eingangsgrößen ergibt sich der Verlauf der Effizienz bei Variation der Kühlwassereintrittstemperatur wie in Abb. 5.8 dargestellt. Eine Senkung der Kühlwassereintrittstemperatur von 75 auf 65 K würde in einer Effizienzsteigerung von 15 % resultieren.

Tabelle 5.6: Eingangsgrößen bei Variation der Kühlwassereintrittstemperatur

Bezeichnung	Beschreibung	Wert	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	31	m ³ /h
$t_{cw, evap, in}$	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	14	°C
$Leistungsgrad_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	100	%
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	32	m ³ /h
$t_{hw, cond, in}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	Parameter	°C
$Anzahl_{Verdichter, HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kältekreise der HT-Stufe aktiv sind	2	-

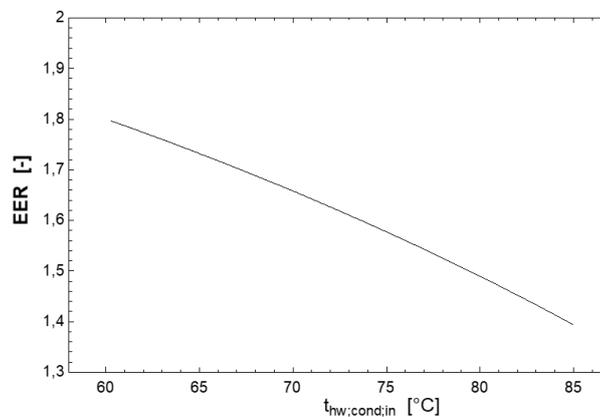


Abb. 5.8: Verlauf der Effizienz in Abhängigkeit der Kühlwassereintrittstemperatur

Die Werte für die Randbedingungen der Druckverluste in den Wärmetauschern (Tabelle 5.3) sind Schätzwerte, haben aber besonders bei den Verdampfern signifikante Auswirkungen auf die Leistung und die Effizienz der Anlage. Die Tatsache, dass keine Druckmessung an den beiden Verdampfereingängen vorgesehen war, verwehrt die Möglichkeit die angenommenen Druckverluste auf Genauigkeit zu überprüfen. Deshalb zeigt Abb. 5.9 wie sich eine Änderung dieser Randbedingung auf die Effizienz und die potentielle Kälteleistung bei maximaler Drehzahl des NT-Verdichters auswirkt. Die Simulation wurde im Auslegungspunkt (Tabelle 5.4) durchgeführt. Es ist zu sehen, dass bei der Annahme einer verlustfreien Durchströmung des Verdampfers eine Kälteleistung von über 200 kW erbracht wird.

Im Simulationsmodell wird mit einem Druckverlust von $\Delta p_{lt,evap} = 0,25$ bar gerechnet. Dieser Wert ist in einem Telefonat mit der Herstellerfirma des Verdampfers größenordnungstechnisch bestätigt worden. Eine Erhöhung dieses Druckverlustes um 0,1 bar bedeutet einen Effizienzverlust um ca. 4 % und eine Verminderung der Kälteleistung um ca. 7 kW.

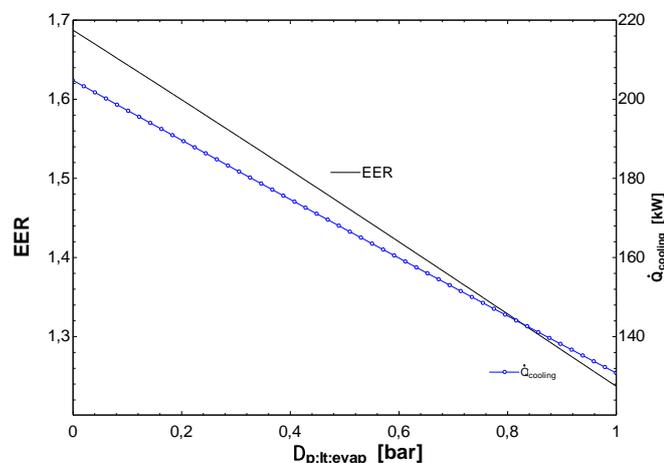


Abb. 5.9: Verlauf der Kälteleistung und der Effizienz bei Variation des Druckverlustes im NT-Verdampfer

Nachdem die Drücke $p_{lt,cond}$ und $p_{ht,evap}$ als konstant identifiziert worden sind, stellt sich die Frage, wie sich die Wärmepumpe bei deren Variation verhält. Dafür wurde eine Volllast- und eine Teillastsimulation durchgeführt, bei der die Grädigkeit $\Delta t_{cascade}$ (Gl.(5-42)) zwischen HT- und NT-Stufe konstant gesetzt und dann der Kondensationsdruck der NT-Stufe $p_{lt,cond}$ variiert wurde. Durch die konstante Grädigkeit verschob sich dabei der Verdampfungsdruck der HT-Stufe $p_{ht,evap}$ dementsprechend mit.

$$\Delta t_{cascade} = t_{lt,cond} - t_{ht,evap} = 5,5 \text{ K} \quad (5-42)$$

Indem man das „Mitteltemperaturniveau“ ändert, kann man das Verhältnis der Arbeit, welche jede der beiden Stufen leisten muss um den Temperaturhub zu bewältigen, beeinflussen. Je tiefer das Temperaturniveau, umso mehr Arbeit muss die HT-Stufe leisten und vice versa. Für die Simulation in Volllast wurden die Bedingungen im Auslegungspunkt als Randbedingungen vorgegeben, in der Teillast wurde der Leistungsgrad des NT-Verdichters auf 60 % gesetzt (Tabelle 5.7).

Tabelle 5.7: Eingangsgrößen bei Variation des Mitteldruckniveaus

Bezeichnung	Beschreibung	Volllast	Teillast	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	31	31	m ³ /h
$t_{cw,evap,in}$	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	14	14	°C
$Leistungsgrad_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	100	60	%
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	32	32	m ³ /h
$t_{hw,cond,in}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	75	75	°C
$Anzahl_{Verdichter,HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kältekreise der HT-Stufe aktiv sind	2	1 oder 2	-
$\Delta t_{cascade}$	Temperaturdifferenz zwischen $t_{lt,cond}$ und $t_{ht,evap}$	5,5	5,5	K

Abb. 5.10 zeigt den Volllastbetrieb der Kälteanlage, in dem beide HT-Kreise in Betrieb sind. Aktuell wird die Wärmepumpe mit einem Kondensationsdruck der NT-Stufe $p_{lt,cond} = 10 \text{ bar}$ (entspricht $t_{lt,cond} = 51,2 \text{ °C}$) betrieben. Im Auslegungspunkt wird dabei ein EER von 1,6 und ein COP von 2,4 erreicht. Das Maximum des erreichbaren EERs liegt mit 1,7 bei einem Kondensationsdruck von $p_{lt,cond} = 7,3 \text{ bar}$ (entspricht $t_{lt,cond} = 37,5 \text{ °C}$). $t_{cw,evap,out}$ und $t_{hw,cond,out}$ ergeben sich dabei jeweils aus der erreichten Kälte- und der daraus resultierenden Heizleistung.

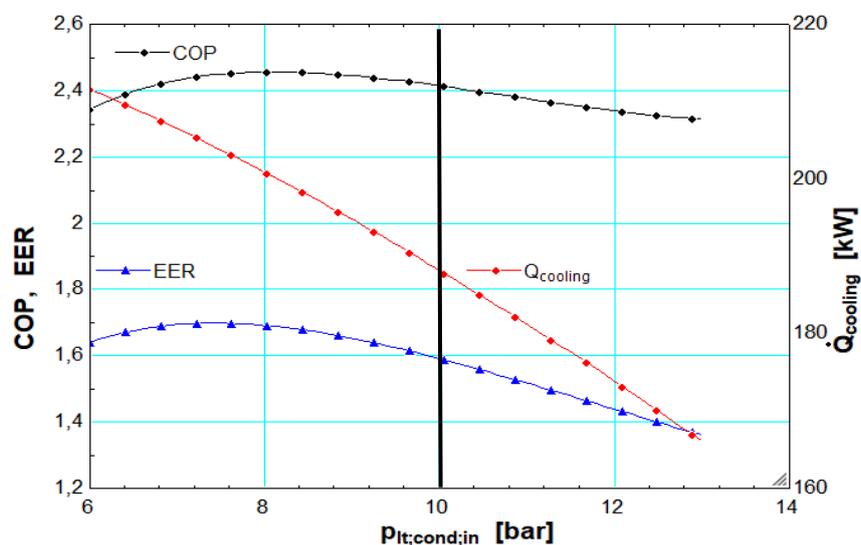


Abb. 5.10: Verlauf der Kälteleistung und der Effizienz bei Variation des Kondensatordrucks der NT-Stufe im Volllastbetrieb

Die Messdatenanalyse hat ergeben, dass die Anlage zum größten Teil ihrer Zeit im Teillastbetrieb betrieben wird, weshalb es Sinn macht, sich diesen Fall genauer anzusehen (Abb. 5.11). Es ist wieder zu erkennen, dass der Verlauf des EER auf ein Maximum bei ca. 7,3 bar Kondensationsdruck der NT-Stufe zustrebt. Bevor dieser Punkt allerdings erreicht wird, knickt die Kurve ein. An dieser Stelle wird das Verhältnis der zu verrichtenden Arbeit soweit Richtung HT-Stufe verschoben, dass ein HT-Kreis alleine diese nicht mehr bewältigen kann und der zweite Kreis hinzugeschaltet wird. Aufgrund der Charakteristik der elektrischen Leistungsaufnahme der

Verdichter benötigen zwei Verdichter auf 50 % Leistungsgrad signifikant mehr elektrische Leistung als ein Verdichter auf 100 % um die gleiche Leistung zu verrichten (Abb. 5.12). Es kann folglich eine Steigerung der Effizienz erreicht werden, wenn man das Mitteldruckniveau senkt, allerdings nur so weit, dass der zweite Kreis noch nicht benötigt wird.

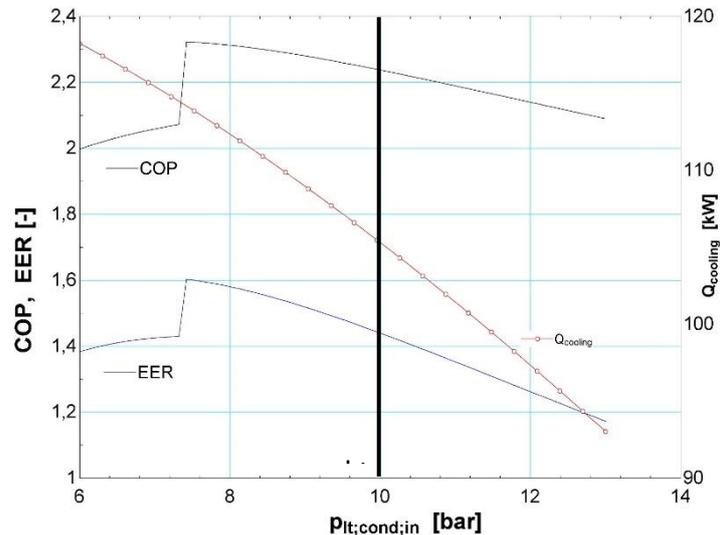


Abb. 5.11: Verlauf der Kälteleistung und der Effizienz bei Variation des Kondensatordrucks der NT-Stufe im Teillastbetrieb

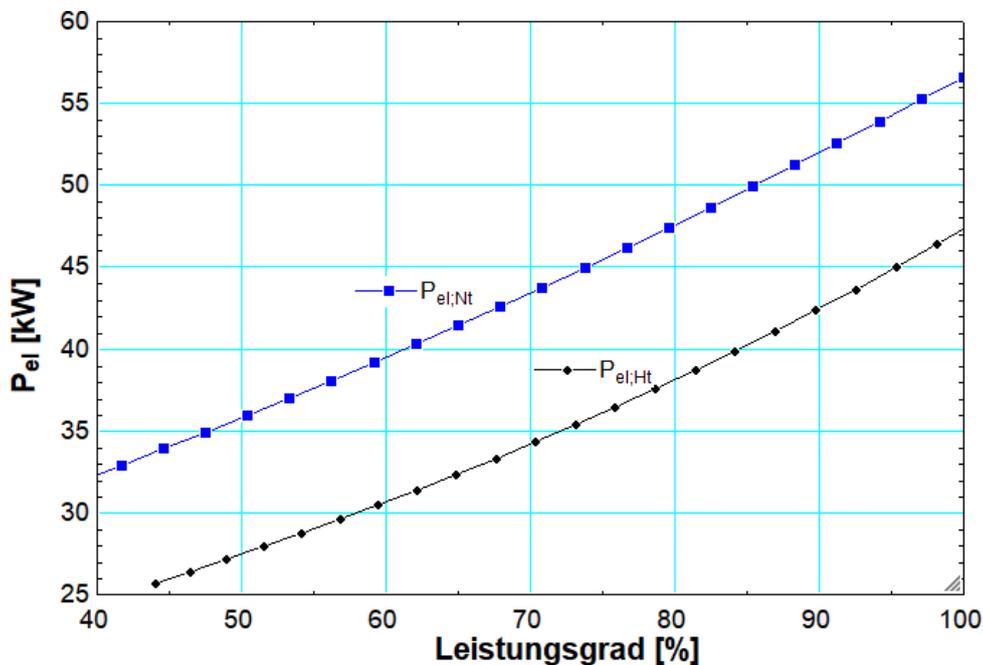


Abb. 5.12: Elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter in Abhängigkeit des Leistungsgrades

Für die bisherigen Berechnungen wurde ein konstanter Kühlwasservolumenstrom vorausgesetzt. In Hinblick auf zukünftige Anlagen ist es von Interesse, sich mit dem minimalen benötigten Volumenstrom auseinanderzusetzen. Der Hintergrund dafür ist die Sicherheitsmaßnahme, dass die Wärmepumpe durch einen Hochdruckschalter den Betrieb einstellt, sobald ein gewisser Kondensationsdruck überschritten wird. Verringert man bei konstanter

Kühlwassereintrittstemperatur den Volumenstrom, erhöht sich dabei die Austrittstemperatur und damit der Kondensationsdruck. Der maximal zulässige Druck $p_{ht,cond,max}$ wurde bei einer Kondensationstemperatur von 90 °C angenommen (da die obere Betriebsgrenze der Wärmepumpe bei einer Kühlwasseraustrittstemperatur aus dem Kondensator von 90 °C liegt, vgl. Kapitel 3.2) und beträgt dort 10 bar.

Diese Studie wurde für zwei Betriebspunkte durchgeführt, der maximalen (Volllast) und der minimalen (Teillast) möglichen Kälteleistung (Tabelle 5.8), da der mindestens benötigte Volumenstrom signifikant von der erzeugten Wärmeleistung abhängig ist.

Aktuell wird die Anlage mit einem konstanten Kühlwasservolumenstrom von $\dot{V}_{hw} = 32 \text{ m}^3/\text{h}$ betrieben. Bei diesem Volumenstrom kann die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in Volllast ca. 81 °C betragen, bevor der Kondensationsdruck zu hoch wird und die Anlage auf Störung schaltet. Anzumerken ist, dass für diese Simulation mit konstanten U-Werten gerechnet wurde, diese aber in Realität vom Volumenstrom abhängig sind und mit diesem ansteigen.

Tabelle 5.8: Eingangsgrößen der Hochdruckstudie

Bezeichnung	Beschreibung	Volllast	Teillast	Einheit
\dot{V}_{cw}	Volumenstrom Kaltwasser	31	31	m ³ /h
$t_{cw,evap,in}$	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer	14	14	°C
$Leistungsgrad_{NT}$	Leistungsgrad des NT-Verdichters	100	30	%
$t_{hw,cond,in}$	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator	Parameter	Parameter	°C
$Anzahl_{Verdichter,HT}$	1 oder 2, je nachdem wie viele Kältekreise der HT-Stufe aktiv sind	2	2	-
\dot{V}_{hw}	Volumenstrom Kühlwasser	Ergebnis	Ergebnis	m ³ /h

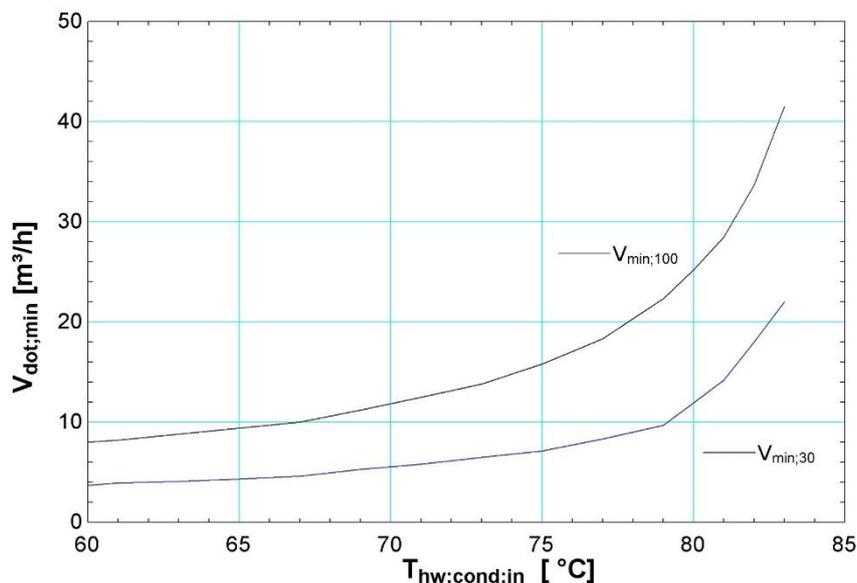


Abb. 5.13: Minimaler Kühlwasservolumenstrom zur Einhaltung einer maximalen Kondensationstemperatur von 90 °C ($p_{ht,cond,max} = 10 \text{ bar}$) bei Variation der Kühlwassereintrittstemperatur

6 ALTERNATIVE AUFBAUVARIANTEN

Das vorgestellte Konzept der Wärmepumpe soll nun auf weitere Einsatzmöglichkeiten und unterschiedliche Ausführungsvarianten untersucht werden. Vorab werden die Methode und die Annahmen erklärt, die im folgenden Kapitel getroffen wurden. Im Anschluss daran werden die Kosten der realisierten Anlage abgeschätzt und die zuvor vorgestellte Methodik angewandt, um die Skalierungseffekte der Anlage zu ermitteln. Die Skalierungseffekte beschreiben dabei, wie sich die Investitionskosten der Anlage bei Veränderung der Nennkälteleistung verändern. Es folgt eine Variantenstudie des Kondensatorkreises, für den drei verschiedene Ausführungsvarianten auf ihre Charakteristiken und Investitionskosten untersucht werden.

Für den Kondensatorkreis werden die folgenden Varianten analysiert:

- Variante 0: ausgeführte Variante
- Variante 1: Durchgangsventil
- Variante 2: Drehzahlregelung
- Variante 3: Trennwärmetauscher

Anschließend werden unter Annahme diverser Parameter als Randbedingungen die Amortisationszeiten der erarbeiteten Varianten ermittelt und diese mit der einer konventionellen Anlage verglichen. Zum Schluss wird untersucht, wie sich die Amortisationszeit der ausgeführten Anlage und der Varianten verhält, wenn man die Werte Randbedingungen verändert.

6.1 Methodik

Für die Untersuchung wird die Gesamtanlage zuerst in ihre drei Teilbereiche, die in Kapitel 3 vorgestellt wurden, und dann abermals in Blöcke unterteilt. Dies bezweckt, dass für die einzelnen Blöcke Varianten gebildet werden können, welche dann für sich auf deren Auswirkung auf die Investitionskosten und die Kostenentwicklung bei einer Skalierung der Anlage untersucht werden. Zusätzlich wird der Posten „Sonstiges“ eingeführt, der alle Ausgaben abdeckt, welche nicht den anderen Kategorien zugeordnet wurden, wie zum Beispiel die Messtechnik oder die Regelung.

- Kühlwasserseite
 - Kondensatorkreis
 - Entnahme-/Einspeisehydraulik
 - Rückkühler
- Kaltwasserseite
 - Grundhydraulik
 - Speicher
 - Künstliche Last
- Wärmepumpe
- Sonstiges

Jeder dieser Blöcke wird wiederum in seine Einzelkomponenten zerlegt. Dazu zählen Pumpen, Ventile, Stellantriebe, die hydraulische Weiche, die Rohrleitungen und sonstige Komponenten, wie Schmutzfilter und Sicherheitseinrichtungen. Im ersten Schritt werden die Kosten dieser Einzelkomponenten für die Nennkälteleistung der ausgelegten Anlage von 200 kW abgeschätzt. Im zweiten Schritt wird betrachtet, wie sich die Kosten der Komponenten bei einer Veränderung der Nennkälteleistung verhalten, um damit die Kosten für baugleiche Anlagen, aber mit Kälteleistungen von 100 und 500 kW ermitteln zu können. Dabei ist bei folgenden Komponenten zu erwarten, dass sie mit der Nennkälteleistung größer oder kleiner werden:

- Wärmepumpe
- Pumpen

- Rohrdurchmesser (Ventile, Rohre)
- Sonstige Komponenten

Die Kosten für die Skalierung der Wärmepumpe wurden der Literatur entnommen, für diese Betrachtung wird auf Kapitel 6.2.6. verwiesen. Für die Skalierung der Pumpen muss zuerst erörtert werden, wie sich deren benötigte Leistung mit der Anlagenleistung verändert. Die Leistung, die von der Pumpe an das Medium abgegeben wird, berechnet sich nach Gl.(6-1) und ist das Produkt des aufzubringenden Differenzdruckes Δp und des Fördervolumenstroms \dot{V} .

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (6-1)$$

Der Zusammenhang zwischen Fördervolumenstrom und Nennkälteleistung wird am Beispiel des Kühlwasservolumenstroms \dot{V}_{hw} hergeleitet. Es wird angenommen, dass sich das Verhältnis von Heiz- zu Kälteleistung ungeachtet der Größe der Anlage nicht ändert. Für den Auslegungspunkt der Anlage gilt Gl.(6-2):

$$r = \frac{\dot{Q}_{Heating}}{\dot{Q}_{Cooling}} = \frac{330 \text{ kW}}{200 \text{ kW}} = 1,65 \quad (6-2)$$

Die Heizleistung $\dot{Q}_{Heating}$ ist weiterhin definiert als Gl.(6-3):

$$\dot{Q}_{Heating} = \dot{m}_{hw} \cdot c_{hw} \cdot \Delta T_{hw} , \quad (6-3)$$

wobei \dot{m}_{hw} der Massenstrom des Kühlwassers und c_{hw} dessen spezifische Wärmekapazität ist. Am Kondensator tritt im betrachteten Auslegungspunkt eine Temperaturspreizung $\Delta T_{hw} = 10 \text{ K}$ auf. Für \dot{m}_{hw} gilt Gl.(6-4):

$$\dot{m}_{hw} = \frac{\dot{Q}_{Heating}}{c_{hw} \cdot \Delta T} = \frac{330}{4,18 \cdot 10} = 7,89 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6-4)$$

Für den Förderstrom der Pumpe \dot{V}_{hw} gilt mit der Dichte ρ_{hw} dann Gl.(6-5):

$$\dot{V}_{hw} = \frac{\dot{m}_{hw}}{\rho_{hw}} = \frac{7,89}{971} = 8,13 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cong 29,2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (6-5)$$

Nachdem die Spreizung im HT-Kondensator ΔT_{hw} in allen Fällen gleich groß sein soll, muss Gl.(6-6) gelten, dass das Verhältnis der Volumenströme gleich dem der Leistungen ist. Tabelle 6.1 zeigt die Ergebnisse dieser Rechnung und einer analogen Rechnung für den Kaltwasservolumenstrom \dot{V}_{cw} , wobei für $\Delta T_{cw} = 6 \text{ K}$ angenommen wurde.

$$\frac{\dot{V}_{hw1}}{\dot{V}_{hw,i}} = \frac{\dot{Q}_{Cooling,1}}{\dot{Q}_{Cooling,i}} ; \text{für } i = [2; 3] \quad (6-6)$$

Tabelle 6.1: Heizleistungen und Volumenströme für unterschiedliche Skalierungen

Nr.	Kälteleistung [kW]	Heizleistung [kW]	\dot{V}_{hw} [m³/h]	\dot{V}_{cw} [m³/h]
1	200	330	29,2	29,6
2	100	165	14,6	14,8
3	500	825	73	74

Bei der Betrachtung des Druckverlustes würde die Annahme, dass die Anlagengröße keinen signifikanten Einfluss auf den Druckverlust hat, die Rechnung vereinfachen, weil die Pumpenleistung dann nur eine Funktion des Förderstroms wäre. Um dies zu überprüfen wird im Folgenden der Druckverlust Δp der Kühlwasserseite der ausgeführten Anlage mit 200 kW

Nennkälteleistung nach Gl.(6-7) berechnet (Tabelle 6.2). Dieser wird daraufhin mit dem Druckverlust einer 500 kW Anlage verglichen.

$$\Delta p = \left(\sum \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (6-7)$$

Tabelle 6.2: Angenommene und errechnete Größen für die Ermittlung des Druckverlustes bei einer Nennkälteleistung von 200 kW

Bezeichnung	Wert	Einheit	Gleichung
d	100	mm	
w	1,03	m/s	Gl.(6-8)
ρ	971	kg/m ³	
l	40	m	geschätzt
k_s	0,15	mm	
λ	0,022	-	aus Moody Diagramm
ks/d	$1,5 \cdot 10^{-3}$	-	
Re	$2,82 \cdot 10^5$		Gl.(6-9)
$\sum \zeta$	80	-	Schätzwert
Δp	0,46	bar	Gl.(6-10)

Die Geschwindigkeit des Mediums w errechnet sich nach Gl.(6-8):

$$w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{29,2}{\frac{0,1^2 \cdot \pi}{4}} = 1,03 \frac{m}{s} \quad (6-8)$$

Die Reynoldszahl der Strömung ergibt sich nach Gl.(6-9) zu:

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 1,03}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 2,82 \cdot 10^5 \quad (6-9)$$

Daraus ergibt sich für den Druckverlust der 200 kW Anlage nach Gl.(6-10):

$$\Delta p = \left(80 + 0,022 \cdot \frac{40}{0,1} \right) \cdot \frac{971}{2} \cdot 1,03^2 = 0,46 \text{ bar} \quad (6-10)$$

Tabelle 6.3 zeigt die analogen Größen für die Berechnung einer 500 kW Anlage.

Tabelle 6.3: Angenommene und errechnete Größen für die Ermittlung des Druckverlustes bei einer Nennkälteleistung von 500 kW

Bezeichnung	Wert	Einheit	Gleichung
\tilde{w}	1,03	m/s	Gl.(6-8)
\tilde{d}	158	mm	Gl.(6-11)
d	150	mm	gewählt, handelsüblicher Rohrdurchmesser
w	1,15	m/s	Gl.(6-12)
ρ	971	kg/m ³	
l	40	m	geschätzt
k_s	0,15	mm	
λ	0,021	-	aus Moody Diagramm
ks/d	$1,5 \cdot 10^{-3}$	-	
Re	$3,57 \cdot 10^5$		Gl.(6-13)
$\sum \zeta$	80	-	Schätzwert
Δp	0,55	bar	Gl.(6-14)

Geht man davon aus, dass bei der 500 kW Anlage die Geschwindigkeit des Kühlwassers in den Rohren in etwa konstant bleiben soll, was gerechtfertigt erscheint, weil 1 m/s ein guter Richtwert für optimale Strömungsgeschwindigkeiten in Rohren ist, errechnet sich der Rohrdurchmesser nach Gl.(6-11):

$$\tilde{w} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{d^2 \pi}{4}} \rightarrow \check{d} = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{w\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{73}{3600}}{1,03\pi}} = 158 \text{ mm} \quad (6-11)$$

Nimmt man einen handelsüblichen Rohrdurchmesser $d = 150\text{mm}$, gilt für die tatsächliche Geschwindigkeit w Gl. (6-12):

$$w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\frac{73}{3600}}{\frac{0,15^2 \cdot \pi}{4}} = 1,15 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6-12)$$

Die Reynoldzahl ergibt sich dann laut Gl. (6-13):

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,15 \cdot 1,15}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 3,57 \cdot 10^5 \quad (6-13)$$

Für den Druckverlust der 500 kW Anlage gilt folglich Gl.(6-14):

$$\Delta p = \left(80 + 0,021 \cdot \frac{40}{0,15}\right) \cdot \frac{971}{2} \cdot 1,15^2 = 0,55 \text{ bar} \quad (6-14)$$

Der Unterschied des Druckverlustes zwischen den beiden Anlagengrößen beträgt $\Delta(\Delta p) = 0,09 \text{ bar}$, was im Vergleich zu der Druckdifferenz zwischen Fernwärmever- und -rücklauf, welche bei ca. 3 bar liegt, vernachlässigt werden kann.

Damit kann in guter Näherung angenommen werden, dass die benötigte Pumpenleistung eine reine Funktion des Durchflusses ist, und mit diesem linear gemäß Gl.(6-1) skaliert. Dies bedeutet also, dass z.B. eine Halbierung der Nennkälteleistung auf 100 kW bedeutet, dass die Nennleistung der Pumpen nur halb so groß wie im Auslegungspunkt von 200 kW sein muss.

Die Kosten der Ventile und Rohre hängen hauptsächlich von dem ausgewählten Nenndruck und dem Durchmesser ab. Der Nenndruck ändert sich nicht, wenn man die Nennkälteleistung der Anlage variiert, wohl aber der Durchmesser, da mehr Volumenstrom gefördert werden muss. Bei der realisierten Anlage werden Rohr- und Ventildurchmesser von 80 und 100 mm verwendet. Der Einfachheit halber werden für die Abschätzung der Skalierungseffekte einheitlich Durchmesser von 50 mm für die Anlage mit 100 kW und 150 mm für die 500 kW Anlage verwendet (Tabelle 6.4).

Tabelle 6.4: Veränderung der Rohr- und Ventildurchmesser bei Änderung der Nennkälteleistung

Kälteleistung [kW]	100	200	500
	Rohrdurchmesser [mm]		
	50	80	150
	50	100	150

Die Investitionskosten für die sonstigen Komponenten (Y-Filter, Sicherheitseinrichtungen) werden für die 200 kW Anlage als Pauschalwerte geschätzt und dann mit dem Faktor 0,9 für die 100 kW Anlage bzw. mit dem Faktor 1,2 für die 500 kW Anlage multipliziert.

6.2 Ermittlung und Skalierung der Kosten der ausgeführten Anlage

Im folgenden Abschnitt werden die Kosten der in Kapitel 3 vorgestellten realisierten Anlage blockweise ermittelt und für Kälteleistungen von 100 und 500 kW abgeschätzt. Die Preise für die einzelnen Komponenten wurden entweder aus Herstellerkatalogen entnommen, oder, falls diese nicht verfügbar waren, direkt bei den Herstellern angefragt. Vom Industriepartner wurden die Investitionskosten der ausgeführten Anlage pro Block zur Verfügung gestellt, die zum einen hergezogen wurden um die Plausibilität der Komponentenkosten zu überprüfen und zum anderen um Rückschlüsse auf die pauschalen Annahmen der Kosten der sonstigen Komponenten zu ziehen.

An dieser Stelle soll die Anmerkung erfolgen, dass die hier angegebenen Stückpreise und somit die Anlagenkosten als gesamtes nicht notwendigerweise der Realität entsprechen müssen, da ein Großabnehmer wie der Industriepartner vermutlich Zugang zu Mengenrabatten hat und seine Komponenten generell von anderen Anbietern bezieht als denen, deren Angebote und Kataloge für die Erstellung dieser Kostenstudie herangezogen wurden.

6.2.1 Kondensatorkreis

Abb. 3.2 zeigt den Aufbau des realisierten Kondensatorkreises (Variante 0). Tabelle 6.5 listet die dort verbauten Komponenten und deren Kosten für das ausgeführte System mit bei verschiedenen Nennkälteleistungen auf.

Für die ausgeführte Schaltung zur Regelung des Kondensatorkreises bei der Nennkälteleistung $\dot{Q}_{cooling}$ von 200 kW betragen die Kosten 106500.-€. Legt man den Kreislauf auf eine Kälteleistung von 100 kW aus, sind die Komponenten von der Anzahl und Ausführung gleich wie bei der ausgeführten Anlage, sie unterscheiden sich nur in der Größe und folglich dem Preis. Der Gesamtpreis liegt für diese kleinere Ausführung bei 65000.-€.

Der dritte betrachtete Fall ist eine Wärmepumpe mit 500 kW Leistung. Nach gleichem Schema ist die benötigte Pumpleistung des Pumpensatzes WS_PU_1-3 65 kW. Die größte handelsübliche Pumpe des Herstellers ist mit 55 kW ausgeschrieben, weshalb auf eine Parallelschaltung zweier Pumpen zu je 55 kW und 10 kW zurückgegriffen wird, um jeweils den benötigten Förderstrom zu erreichen (Abb. 6.1). Aus Gründen der Ausfallsicherheit werden abermals zwei Pumpen für eine Parallelschaltungen vorgesehen. Eine zusätzliche kleine Primärkreispumpe, welche für eine RL-RL Schaltung gedacht wäre, entfällt in dieser Variante, weil dieser Betriebsmodus mit einer der beiden 10 kW Pumpen gefahren werden kann. Bei dieser Variante fallen zusätzliche Absperrventile an, um die Zu- und Wegschaltung der zusätzlich erforderlichen 10 kW Pumpe regeln zu können.

Für die Skalierung der Kosten der hydraulischen Weiche diente ein Herstellerangebot, das Preise für eine baugleiche hydraulische Weiche für verschiedene Nenndurchmesser enthielt.

Der verwendete Stellantrieb für das Dreiwegventil der ausgeführten Anlage kann unabhängig der Anlagengröße verbaut werden, weshalb sich seine Kosten nicht verändern.

Tabelle 6.5: Komponentenliste Block Kondensatorkreis, Variante 0, realisierte Variante

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€] (ausgeführt)	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
WS_PU_1,	Pumpe Primärkreis groß	24000	14000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	3000	1800	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	32000	17600	64000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	13000	4500	30000
Hydr. Weiche	Hydraulische Weiche	8000	6000	11000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	4000	2400	5000
MK_MI_1	Dreiwegventil Sekundärkreis	5500	3200	8000
	Stellantrieb	4000	4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	3000	2500	3500
	Sonstige Komponenten (Y- Filter, Sicherheitseinrichtungen)	10000	9000	12000
Summe		106500	65000	190300

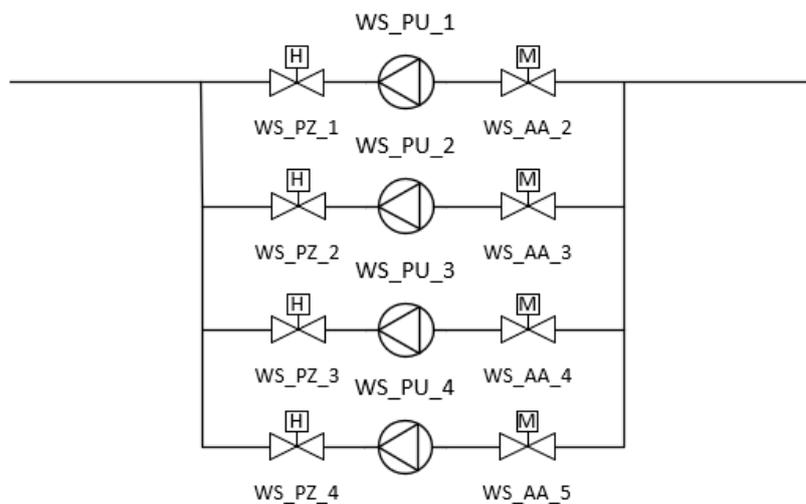


Abb. 6.1: Primärkreispumpensystem bei 500 kW Nennkälteleistung

Aus den Investitionskosten für den Block Kondensatorkreisschaltung kann die folgende Kostenfunktion Gl. (6-15) abgeleitet werden, welche in Abb. 4.3 grafisch dargestellt wird. Bei dieser und allen folgenden Kostenfunktionen wird $\dot{Q}_{cooling}$ immer in kW eingesetzt.

$$K_{inv} = 2454,5 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,712} \text{ [€]} \quad (6-15)$$

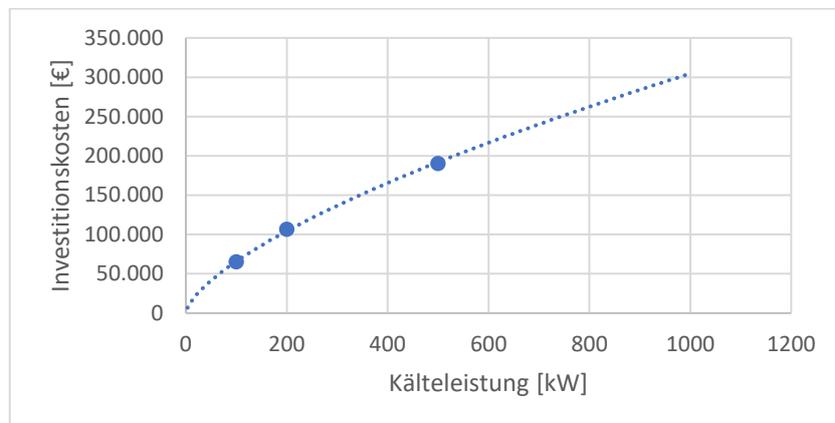


Abb. 6.2: Leistungsabhängige Investitionskosten Block Kondensatorkreis, Variante 0 (Standardausführung)

6.2.2 Einspeise-/Entnahmehydraulik

Die Einspeise-/ und Entnahmehydraulik (Abb. 6.3) wurde mit dem Gedanken, verschiedene Betriebsvarianten zu erlauben, gestaltet. Primär war dabei eine Rücklaufentnahme und Vorlaufeinspeisung geplant, allerdings wurde auch die Möglichkeit einer Rücklaufentnahme und Rücklaufeinspeisung vorgesehen. Sieht man diese Betriebsvariante vor, muss auch für den Fall umgekehrter Flussrichtungen im Rücklauf Vorsorge getroffen werden, wodurch eine Vielzahl an Absperrventilen notwendig wird. Tabelle 6.6 listet die verbauten Komponenten und deren Preise auf.

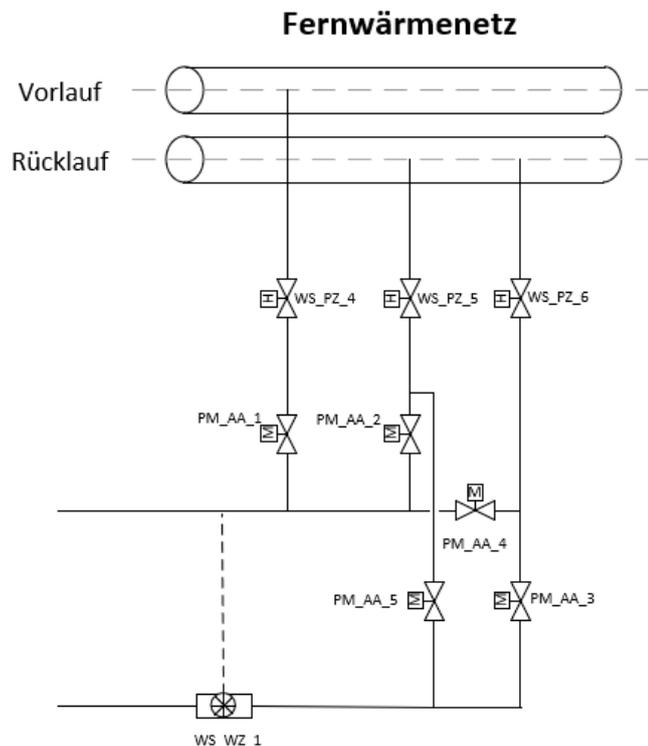


Abb. 6.3: Einspeise- und Entnahmehydraulik

Tabelle 6.6: Komponentenliste Block Einspeise-/Entnahmehydraulik

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€] (ausgeführt)	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
PM_AA_1, PM_AA_2, PM_AA_3, PM_AA_4, PM_AA_5	Absperrventile (Motor)	20000	11000	40000
WS_PZ_4, WS_PZ_5, WS_PZ_6	Absperrventile (Hand)	7800	2700	18000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1000	900	1200
Summe		28800	14400	59200

Die daraus abgeleiteten spezifischen Investitionskosten belaufen sich auf Gl.(6-16) und sind in Abb. 6.4 dargestellt:

$$K_{inv} = 271,2 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,871} \text{ [€]} \quad (6-16)$$

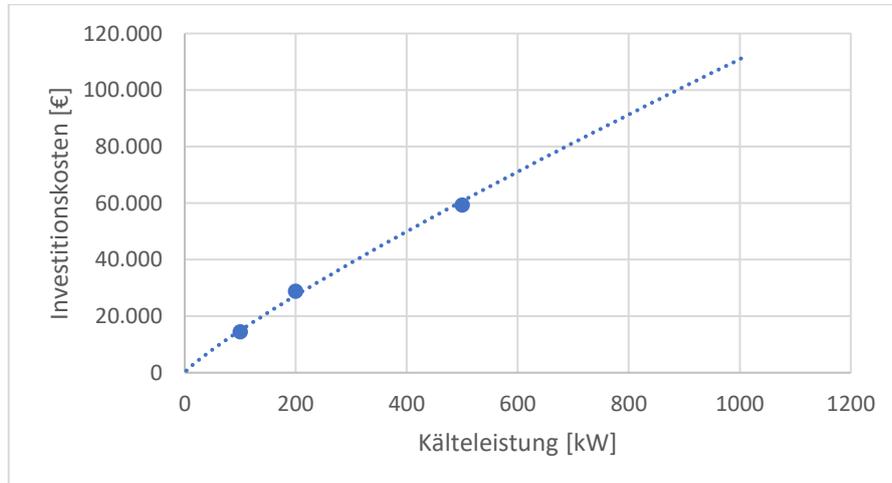


Abb. 6.4: Leistungsabhängige Investitionskosten Block Einspeise-/Entnahmehydraulik

6.2.3 Speicher

Speicher werden verwendet um einen Puffer zu schaffen, indem sie es ermöglichen, dass Angebot und Bedarf zeitlich getrennt voneinander erfolgen können. In der betrachteten Anlage werden durch die Speicher zusätzlich zwei entkoppelte Kreise, der Verdampfer- und der Verbraucherkreis, geschaffen. Gäbe es diese Speicher nicht, müsste die Kälteanlage kontinuierlich in Betrieb sein, wobei es eine Untergrenze der Kälteleistung von (60 kW, entspricht 25% Leistungsgrad im Auslegungspunkt) gibt, welche sie dabei nicht unterschreiten kann. Liegt die Kühlleistung im Gebäude unter dieser Grenze, erfolgt zwangsweise entweder eine zu große Wärmeabfuhr, wenn die Anlage läuft, wodurch es zu kalt in den Räumlichkeiten wird, oder wenn

die Maschine abschaltet, gar keine Wärmeabfuhr, wodurch die Räumlichkeiten zu warm werden. Was in Realität passieren würde, ist ein dauerhaftes Ein- und Ausschalten, was immer mit Temperaturschwankungen der Raumtemperatur beim Kunden verbunden ist. Mit einem Speicher können diese Temperaturschwankungen innerhalb der Anlage abgefangen werden, indem der Kunde durch die entkoppelten Kreisläufe auch mit Kälteleistungen unterhalb der Mindestkälteleistung der Wärmepumpe versorgt werden kann.

Die Kosten für den Speicher werden mit der folgenden Formel Gl.(6-17) in Abhängigkeit des Speichervolumens berechnet (Wolf, 2017, S. 82):

$$K_{inv} = 13,56 \cdot V_{Speicher}^{0,668} \cdot k_{PI} \text{ [€]} \quad (6-17)$$

k_{PI} ist dabei ein Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Planungs- und Installationskosten und wird für Speicher mit $k_{PI} = 3$ angenommen. Bei der realisierten Anlage wurden zwei 4000 l Speicher installiert, womit sich die Investitionskosten auf 20729.-€ belaufen.

6.2.4 Künstliche Last

Die künstliche Last ist ein Wärmetauscher, der einen Wärmeaustausch zwischen der Kaltwasserseite und dem FW-Netz ermöglicht. Sie dient dem Zweck Tests mit der Anlage durchführen zu können, auch wenn kein Kältebedarf beim Kunden besteht.

Bei zukünftigen Projekten wird diese Einrichtung nicht mehr verbaut werden, weshalb eine Kostenabschätzung sinnvoll ist, um das Einsparungspotential an dieser Stelle abzuschätzen, welches sich laut Tabelle 6.7 auf 21940.-€ beläuft.

Tabelle 6.7: Komponentenliste Block künstliche Last

Bezeichnung	Beschreibung	Preis gesamt [€]
	Wärmetauscher	3400
QW_PZ_1, QW_PZ_2, QW_PZ_3, QW_PZ_4, QW_PZ_5, QW_PZ_6, QW_PZ_7	Absperrventile (Hand)	8400
QK_AA_1, QK_AA_2	Absperrventile (Motor)	5000
QW_MI_1	Dreiwegventil	640
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	2500
	Sonstige Komponenten (Y-Filter, Sicherheits-einrichtungen, WMZ)	2000
Summe		21940

6.2.5 Grundhydraulik

Der Block Grundhydraulik umfasst alle Komponenten, die auf der Kaltwasserseite verbaut sind und nicht dem Speicher oder der künstlichen Last zugeordnet werden können. Sie sind notwendig, um die Kälte von der Wärmepumpe zum Kunden zu befördern. Sie ist für die beiden Bauformen der Anlage „konventionell“ bzw. „Pilot-Anlage“ baugleich, da die Kälte immer auf

dieselbe Art zum Kunden gebracht wird, unabhängig davon was mit der Abwärme passiert. Tabelle 6.8 zeigt die Komponenten, die zur Grundhydraulik zählen und deren Preise.

Tabelle 6.8: Komponentenliste Block Grundhydraulik

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€] (ausgeführt)	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
MV_PU_1,	Pumpe Verdampferkreis	3000	2400	6000
QK_PU_1	Pumpe Abnehmerkreis	3200	2700	8700
MV_PZ_1, MV_PZ_2, MV_PZ_3	Absperrventile (Hand)	2700	1800	4500
MV_MI_1, QK_MI_1	Dreiwegsventil	1280	900	2600
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	2500	2000	3500
	Sonstige Komponenten (Y- Filter, Sicherheitseinrichtungen)	5000	4500	6000
Summe		17680	14300	31300

Analog zu vorangegangenen Betrachtungen wird aus den Investitionskosten für den Block Grundhydraulik für Nennkälteleistungen von 100, 200 und 500 kW die Kostenfunktion Gl.(6-18) abgeleitet, welche in Abb. 6.5 abgebildet ist.

$$K_{inv} = 1178,8 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,525} \text{ [€]} \quad (6-18)$$

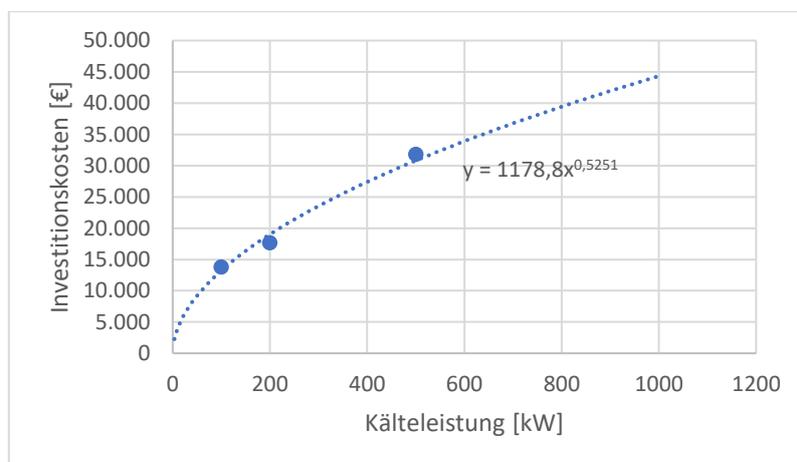


Abb. 6.5: Leistungsabhängige Investitionskosten Block Grundhydraulik

6.2.6 Wärmepumpe

Die realisierte Wärmepumpe ist zweistufig ausgeführt, um Temperaturhübe (zwischen Verdampfungstemperatur der NT-Stufe auf die Kondensationstemperatur der HT-Stufe) von bis zu 85 K zu überwinden. Für die Kostenabschätzung wurde der Ansatz für Wärmepumpen von Wolf (2017) gewählt. Dieser berechnet die Investitionskosten nach Gl.(6-19):

$$K_{inv} = 349,5 \cdot \dot{Q}_{heating}^{0,912} \cdot k_{PI} \text{ [€]} \quad (6-19)$$

Dabei schlägt er für den Korrekturfaktor für Planungs- und Installationskosten einen Wert von $k_{PI} = 1,25$ vor. Aufgrund des Innovationsgrades und des damit verbundenen Mehraufwands wurde ein Wert von $k_{PI} = 1,4$ angenommen. Zusätzlich gibt Wolf an, dass die Kosten für zweistufige Wärmepumpen um einen Faktor $k_{ZK} = 1,2 \div 1,4$ höher sind als für einstufige, wobei ein Wert von $k_{ZS} = 1,3$ gewählt worden ist. Zusätzlich wird berücksichtigt, dass die HT-Stufe der Wärmepumpe in zweikreisiger Form ausgeführt ist, weshalb die Kosten mit einem Faktor von $k_{ZK} = 1,2$ multipliziert werden. Die Formel für den Preis der Wärmepumpe lautet schließlich nach Gl.(6-20):

$$K_{inv} = 349,5 \cdot \dot{Q}_{heating}^{0,912} \cdot k_{PI} \cdot k_{ZS} \cdot k_{ZK} \quad (6-20)$$

$$K_{inv} = 349,5 \cdot 327^{0,912} \cdot 1,4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 149817 \text{ .-€}$$

6.2.7 Sonstiges

Unter diesem Sammelbegriff werden die folgenden Posten zusammengefasst:

- Zubehör: Umfasst Komponenten, die nicht direkt mit dem Wasserkreislauf interagieren, aber für dessen Betrieb z.B. aus Sicherheitsgründen notwendig sind, wie z.B. Gaswarnsensoren, Ventilatoren oder das Maschinenfundament.
- Montage, Inbetriebnahme
- Trafotausch: Nachdem die realisierte Variante eine höhere Stromaufnahme als eine konventionelle Bauart aufweist, sind eventuell anfallende Kosten für einen Trafotausch zu berücksichtigen.
- Regelung: Bei einer konventionellen Anlage wird im Vergleich zur realisierten Variante keine übergeordnete Regelung von Wärmepumpe und der umliegenden Hydraulik benötigt.
- Stromzähleranmeldung
- Netztrennarmaturen: Kosten, die bei der Anbindung der Anlage an das Fernwärmenetz entstehen.
- Ergänzende Komponenten: Zukaufteile die direkt mit dem Wasser- oder Kältekreis in Berührung sind, wie Druckhalteeinrichtungen, Kältezähler und Messtechnik.

Die Kosten für diese Posten werden pauschal geschätzt und sollen nicht von der Anlagengröße abhängig sein (Tabelle 6.9).

Tabelle 6.9: Komponentenliste Block Sonstiges, realisierte Anlage

Bezeichnung	Kosten [€]
Zubehör	25000
Montage, IB	10000
Trafotausch/Ergänzung	25000
Regelung	25000
Stromzähleranmeldung	32000
Netztrennarmaturen (Straße)	45000
Ergänzende Komponenten	44000

Summe	206000
--------------	---------------

6.2.8 Gesamtkosten der realisierten Variante und deren Skalierung

Durch die Aufsummierung aller Blöcke erhält man die Gesamtinvestitionskosten der realisierten Variante und die dazugehörigen Kosten für die 100 und 500 kW-Anlagen durch die Berücksichtigung der Skalierungseffekte (Tabelle 6.10).

Tabelle 6.10: Gesamte Investitionskosten der realisierten Anlage

Block	Kosten gesamt 200 kW [€] (ausgeführt)	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
Kondensatorkreisschaltung	106500	65000	190300
Einspeise- /Entnahmehydraulik	28800	14400	59200
Speicher (Nach Wolf)	20729	20729	20729
Künstliche Last	21940	21940	21940
Grundhydraulik	17680	14300	31300
Wärmepumpe	149817	85311	345529
Sonstiges	206000	206000	206000
Summe	551466	427230	874998

Die Kostenfunktion Gl.(6-21) ergibt sich aus den ermittelten Werten für 100, 200 und 500 kW zu (Abb. 6.6: Leistungsabhängige Investitionskosten der realisierten Variante, Gesamtanlage Abb. 6.6):

$$K_{inv} = 52768 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,45} \text{ [€]} \quad (6-21)$$

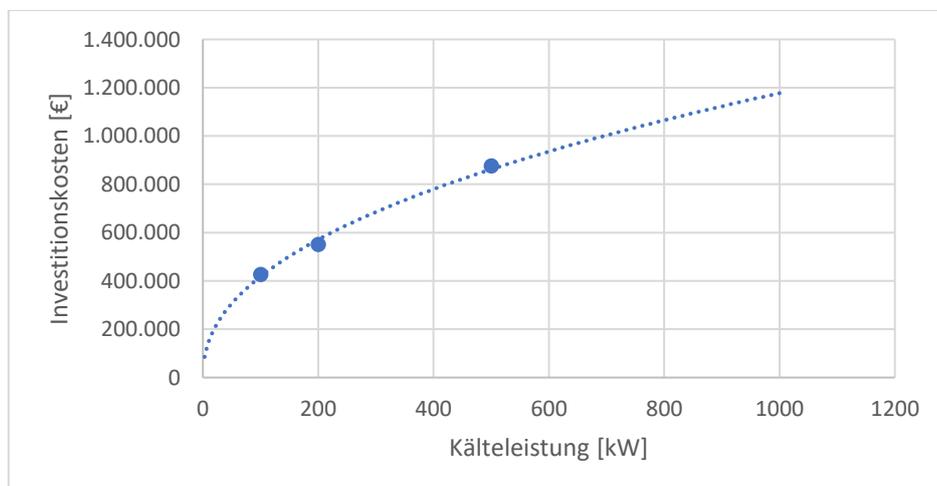


Abb. 6.6: Leistungsabhängige Investitionskosten der realisierten Variante, Gesamtanlage

6.3 Variantenstudie und Skalierung des Kondensatorkreises

Der Kondensatorkreis ist, wie in Kapitel 3 erläutert wurde, redundant ausgelegt, um verschiedene hydraulische Schaltungen zu ermöglichen. Für die Zukunft ist es im Sinne der Wirtschaftlichkeit interessant, sich Gedanken über preiswerte Alternativen zu machen. Im Folgenden werden dafür drei Varianten präsentiert und deren Kosten analog zum realisierten Kondensatorkreis in Kapitel 6.2.1 für verschiedene Kälteleistungen ermittelt.

6.3.1 Variante 1: Durchgangsventil

Bei der Variante „Durchgangsventil“ kann die hydraulische Weiche durch eine Querverbindung mit einem Durchgangsventil mit Rückschlagfunktion und das kostenintensive Dreiwegventil inklusive Stellantrieb durch ein simples T-Stück ersetzt werden, was eine deutliche Kosteneinsparung an dieser Stelle bedeutet (Abb. 6.7). Diese Variante kann mit der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Einspritzschaltung verglichen werden, mit dem Unterschied, dass die Primärnetzpumpe WS_PU_1-3 den Fw-Rücklauf zuerst auf das Druckniveau des Fw-Vorlaufs hebt, und dann über die Bypasspumpe MK_PU_1 heißes Wasser eingespritzt wird.

Die Kondensatorkreispumpe wird bei dieser Schaltung in den Bypass verlegt, wodurch sie deutlich kleiner ausgeführt werden kann, weil sie nicht mehr den kompletten, sondern nur mehr den heißen Kühlwasservolumenstrom, der über den Bypass eingespritzt wird, fördern muss.

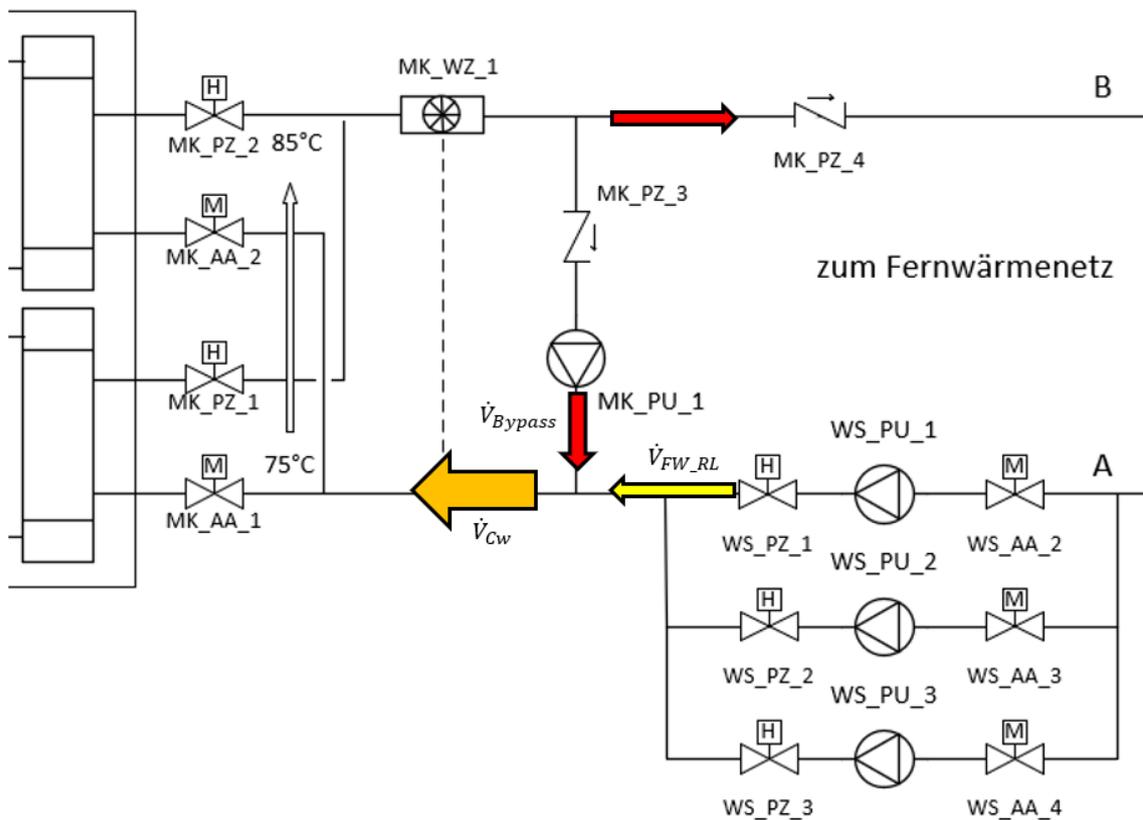


Abb. 6.7: Block Kondensatorkreis: Durchgangsventil (Variante 1)

Die Regelung der Kondensatoreintrittstemperatur erfolgt dabei über das Verhältnis der Förderströme von MK_PU_1 zum Pumpensystem WS_PU_1-3. Der Volumenstrom im Kondensatorkreis setzt sich aus Wasser aus dem kalten Fernwärmerücklauf und beigemischttem, heißen Wasser zusammen. Für \dot{V}_{Cw} gilt Gl.(6-22):

$$\dot{V}_{Cw} = \dot{V}_{FW_RL} + \dot{V}_{Bypass} \quad (6-22)$$

Über die Drehzahlregelung der beiden Pumpen WS_PU_1-3 bzw. MK_PU_1 werden deren Fördermengen \dot{V}_{FW_RL} und \dot{V}_{Bypass} eingestellt. Die Temperatur, mit der das Kühlwasser in den Kondensator eintritt, ergibt sich durch die Mischung der beiden Volumenströme und deren Temperaturen und errechnet sich nach Gl.(6-23):

$$t_{kond,ein} = \frac{\dot{V}_{FW_RL} \cdot t_{FW_RL} + \dot{V}_{Bypass} \cdot t_{Bypass}}{\dot{V}_{cw}} = 75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-23)$$

Im Auslegungspunkt bei voller Kälteleistung soll das Kühlwasser im Kondensator damit von 75 auf 85 °C erwärmt werden. Der Vorteil dieser Variante mit Durchgangsventil ist, dass gleichzeitig $t_{hw,cond,in}$ und $t_{hw,cond,out}$ geregelt werden können. Über die Drehzahl der Primärnetzpumpe wird der Volumenstrom \dot{V}_{FW_RL} so verändert, dass, unter Berücksichtigung der aktuell erzeugten Heizleistung und dem aktuell beigemischten Bypassvolumenstrom \dot{V}_{Bypass} , eine voreingestellte Austrittstemperatur $t_{hw,cond,out}$ gehalten werden kann. So kann bei unterschiedlicher Heizleistung der Wärmepumpe immer eine gleich hohe Einspeisetemperatur erreicht werden. Gleichzeitig wird in den Primärvolumenstrom \dot{V}_{FW_RL} soviel heißes Wasser eingespritzt, dass die Eintrittstemperatur in den Kondensator immer die voreingestellte Soll-Temperatur $t_{hw,cond,in}$ erreicht. Dadurch werden Temperaturschwankungen im FW-Rücklauf abgefangen und somit ein stabiler Betrieb der Wärmepumpe sichergestellt.

Tabelle 6.11 zeigt die Kosten für den Block Kondensatorkreisschaltung von Variante 1. Analog zur Standardvariante werden die Skalierungseffekte durch eine Kostenanalyse für 100 und 500 kW abgeschätzt und die Kostenfunktion Gl.(6-24) ermittelt und in Abb. 6.8 dargestellt.

$$K_{inv} = 2290,1 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,675} \text{ [€]} \quad (6-24)$$

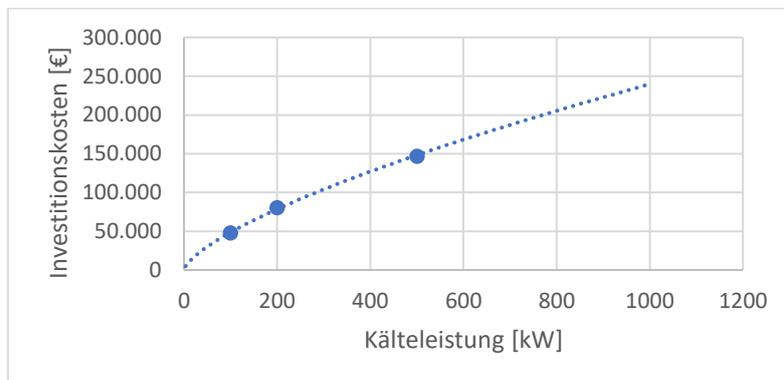


Abb. 6.8: Leistungsabhängige Investitionskosten Block Kondensatorkreis, Variante 1

Tabelle 6.11: Komponentenliste Block Kondensatorkreis, Durchgangsventil (Variante 1)

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€]	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	24000	14000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	3000	1800	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	20000	11000	40000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	13000	4500	30000
	Durchgangsventil	6400	5400	7000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	4000	2400	5000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	3000	2500	3500
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheitseinrichtungen)	10000	9000	12000
Summe		83400	50600	150300

6.3.2 Variante 2: Drehzahlregelung

Variante 2 berücksichtigt eine Drehzahlregelung der Förderpumpe WS_PU_1-3, kommt mit weit weniger Komponenten als die beiden vorhergehenden Schaltungen aus und verspricht daher signifikante Kosteneinsparungen (Abb. 6.9). Der Nachteil dieser Variante ist einerseits der variable Volumenstrom des Kühlwassers durch den Kondensator, der von vielen Wärmepumpenherstellern als konstant vorausgesetzt wird. Andererseits kann man die Kühlwassereintrittstemperatur nicht beeinflussen. Geht man von der Annahme aus, dass im Fernwärmerücklauf aktuell 60 °C herrschen, beträgt die Temperaturspreizung auf die erwünschten 85°C Einspeisetemperatur 25 K, was darin resultiert, dass der Volumenstrom nur 40 % des Volumenstroms der zuvor vorgestellten Varianten mit Temperaturregelung und 10 K entspricht.

Die Drehzahlregelung kann mit der in Kapitel 2.3.1 behandelten Drosselschaltung verglichen werden, da sie beide die Merkmale verbindet, dass der Volumenstrom durch den Kondensator variabel und die Kondensatoreintrittstemperatur nicht beeinflussbar ist. Während allerdings bei der Drosselschaltung die Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf die treibende Kraft ist und ein Regelventil die Durchflussmenge bestimmt, ist in diesem Fall die drehzahlgeregelte Förderpumpe für den Volumenstrom verantwortlich.

Die Regelung der Kühlwasseraustrittstemperatur erfolgt bei dieser Variante über die Drehzahl der Pumpe. Anstatt auf eine bestimmte Eintrittstemperatur zu regeln, wird in diesem Fall die Kondensatoraustrittstemperatur als Regelgröße festgelegt. Stellen die Fühler fest, dass diese niedriger als die Soll-Temperatur ist, verringern sie die Drehzahl und damit den Förderstrom wobei die Temperaturspreizung steigt. Analog wird bei zu hohen Temperaturen der Förderstrom erhöht.

Im Vergleich zur Standardausführung fallen hierbei die hydraulische Weiche, das Dreiwegventil inkl. Stellantrieb und die Pumpe im Kondensatorkreis weg.

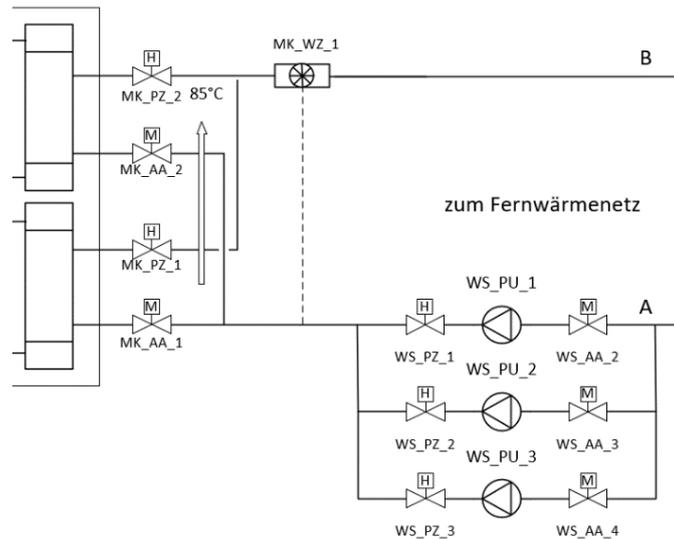


Abb. 6.9 Block Kondensatorkreis: Drehzahlregelung (Variante 2)

Die Komponentenliste reduziert sich für die Drehzahlregelung wie in Tabelle 6.12 dargestellt. Die Kosten für Variante 2 belaufen sich bei einer Nennkälteleistung von 200 kW auf 82800.-€.

Die Kostenfunktion Gl.(6-25) für Variante 2 ergibt sich zu (Abb. 6.10):

$$K_{inv} = 1488,2 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,73} \text{ [€]} \quad (6-25)$$

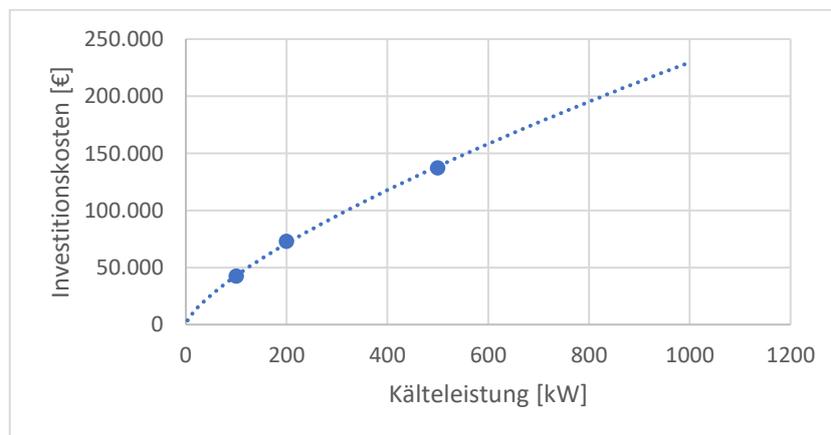


Abb. 6.10 Leistungsabhängige Investitionskosten Block Kondensatorkreis, Variante 2

Tabelle 6.12: Komponentenliste Block Kondensatorkreis, Drehzahlregelung (Variante 2)

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€]	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	24000	14000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	3000	1800	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	20000	11000	40000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	13000	4500	30000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	2800	2400	3200
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheitseinrichtungen)	10000	9000	12000
Summe		72800	42700	138000

6.3.3 Variante 3: Trennwärmetauscher

Variante 3 beinhaltet einen zusätzlichen Wärmetauscher, welcher anstelle der hydraulischen Weiche eingebaut wird und auf diese Weise Primär- und Kondensatorkreislauf voneinander entkoppelt (Abb. 6.11). Der Kondensatorkreislauf kann daher einerseits auf einen Nenndruck von 6 (PN 6) anstatt 40 bar (PN 40) ausgelegt werden, wodurch viele Komponenten deutlich günstiger ausfallen. Bei dieser Variante entsteht eine zusätzliche Grädigkeit, welche von der Wärmepumpe aufgebracht werden muss, um die erwünschte Temperatur für die Einspeisung ins Fernwärmenetz zu erreichen. Das bedeutet, dass durch die höhere Kondensationstemperatur Effizienzeinbußen in Kauf genommen werden müssen.

Des Weiteren muss eine zusätzliche Druckhalteeinrichtung (nicht abgebildet) für den separaten Kreislauf im Preis berücksichtigt werden.

Im Kondensatorkreis wird ein konstanter Volumenstrom gefördert. Über den variablen Volumenstrom der Primärnetzpumpe WS_PU_1-3 wird auf eine Einspeisetemperatur von 85 °C geregelt, die Temperaturen im Kondensator stellen sich dabei so ein, dass die Wärme an den Primärnetzkreis abgegeben werden kann, weshalb sie auf jeden Fall über den angestrebten Einspeisetemperaturen liegen.

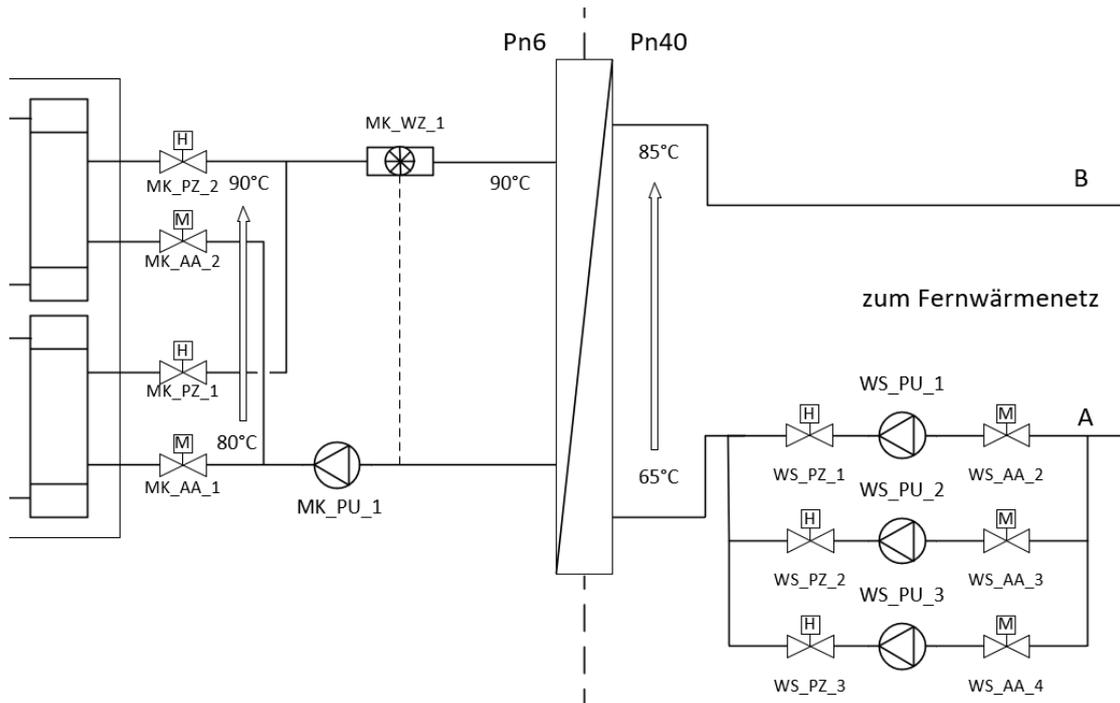


Abb. 6.11: Block Kondensatorkreis: Trennwärmetauscher (Variante 3)

Die benötigten Komponenten für die Variante Trennwärmetauscher werden in Tabelle 6.13 aufgelistet.

Gl.(6-26) gibt die zugehörige Kostenfunktion an, die in Abb. 6.12 dargestellt ist.

$$K_{inv} = 2446,1 \cdot \dot{Q}_{cooling}^{0,649} \text{ [€]} \quad (6-26)$$

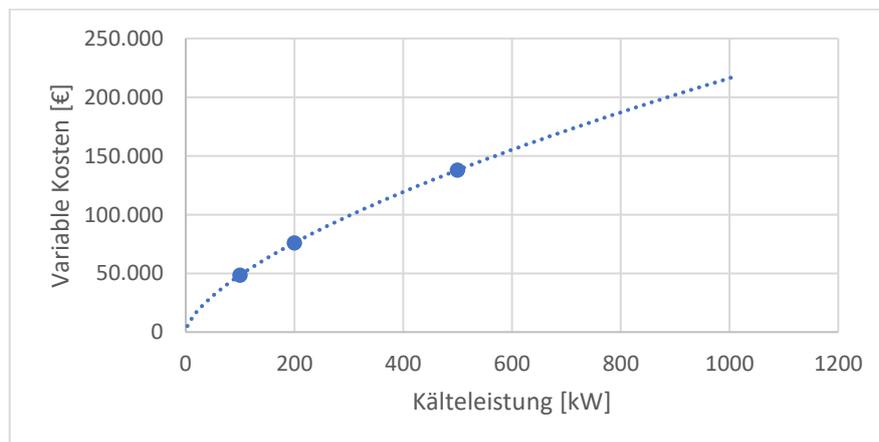


Abb. 6.12 Leistungsabhängige Investitionskosten Block Kondensatorkreis, Variante 3

Tabelle 6.13: Komponentenliste Block Kondensatorkreis, Trennwärmetauscher (Variante 3)

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€]	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	24000	14000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	3000	1800	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	12000	6600	24000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	7800	2700	18000
	Trennwärmetauscher	5000	3000	10500
MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	3000	3000	6000
MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	1200	680	3000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	4000	2400	5000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	2000	1500	2500
	Druckhalteeinrichtung	3000	3000	3000
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheitseinrichtungen)	10000	9900	13200
	Summe	75000	48580	138000

6.4 Investitionskosten der konventionellen Anlage (Kältemaschine mit Rückkühler)

Eine konventionelle Anlage fällt deutlich günstiger als eine Anlage mit Fernwärmeeinspeisung aus. Während auf der Kaltwasserseite vieles gleich bleibt, mit der Ausnahme, dass keine künstliche Last eingebaut wird, treten bei der Wärmepumpe, der Kühlwasserseite und den sonstigen Kosten signifikante Unterschiede auf.

6.4.1 Kühlwasserseite und Kältemaschine

Bei einer konventionellen Ausführung einer Kältemaschine wird die Abwärme über eine Rückkühlanlage am Dach abgeführt. Deren Kosten müssen einerseits bei der Investition und andererseits bei den Betriebskosten berücksichtigt werden.

Die Investitionskosten für die konventionelle Kältemaschine müssen auf andere Weise ermittelt werden, weil die Formel von Wolf (2017), die grundsätzlich für Wärmepumpen gilt, zu hohe Werte für Standardkältemaschinen ergibt. Das Netzwerk für Kälteeffizienz Hamburg schätzt die

spezifischen Investitionskosten für eine Kältemaschine mit Schraubenverdichter inklusive Rückkühlanlage wie in Tabelle 6.14 angeführt:

Tabelle 6.14: Spezifische Kosten für Kältemaschinen mit Rückkühlwerk, ohne Verrohrung, (Netzwerk für Kälteeffizienz Hamburg, 2018, S. 16)

Kälteleistung [kW]	spezifische Kosten [€/kW]
0-250	265
250-500	250
500-1000	210

Die Investitionskosten für eine Kältemaschine inkl. Rückkühlanlage mit 200 kW Kälteleistung betragen demnach laut Gl.(6-27):

$$K_{inv} = 265 \left[\frac{\text{€}}{\text{kW}} \right] \cdot \dot{Q}_{cooling} = 265 \cdot 200 = 53.000 \text{ [€]} \quad (6-27)$$

Die jährlichen Betriebskosten $K_{verbrauch}$ werden nach Gl.(6-28) für ein horizontales Rückkühlwerk berechnet, wobei $Q_{cooling}$ die erzeugte Kälteenergie und k_{el} den Strompreis bezeichnet (Gebhardt, et al. 2002, S. VI.26).

$$K_{verbrauch} \left[\frac{\text{€}}{\text{a}} \right] = 0,044 \cdot Q_{cooling} \left[\frac{\text{kWh}}{\text{a}} \right] \cdot k_{el} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] \quad (6-28)$$

6.4.2 Sonstiges

Die sonstigen Kosten fallen durch weniger benötigtes Zubehör, niedrigere Kosten bei der Montage, Inbetriebnahme der Regelung und der Stromzähleranmeldung und dem Wegfallen des Trafotausches und der Netztrennarmaturen deutlich günstiger aus. Weiters werden bei den ergänzenden Komponenten Kosteneinsparungen erzielt, indem unter anderem weniger Messtechnik verbaut wird. In Tabelle 6.15 werden die Einzelposten bewertet und aufsummiert.

Tabelle 6.15: Komponentenliste Block Sonstiges, konventionelle Lösung

Bezeichnung	Kosten [€]
Zubehör	8400
Montage, IB	5000
Regelung	11000
Stromzähleranmeldung	11000
Ergänzende Komponenten	12000
Summe	47400

6.4.3 Gesamtkosten der konventionellen Anlage

Analog zu Kapitel 6.2.8 werden in Tabelle 6.16 die Gesamtkosten der konventionellen Anlage für 100, 200 und 500 kW Nennkälteleistung ermittelt, um die Kostenfunktion Gl.(6-19) der gesamten Anlage zu ermitteln (Abb. 6.13).

Tabelle 6.16: Investitionskosten der konventionellen Anlage

Block	Kosten gesamt 200 kW [€]	Kosten gesamt 100 kW [€]	Kosten gesamt 500 kW [€]
Speicher (Nach Wolf)	20729	20729	20729
Grundhydraulik	17680	14300	31300
Wärmepumpe inkl. Rückkühlung	53000	26500	132500
Sonstiges	47400	47400	47400
Summe	138809	108929	231929

$$K_{inv} = 11883 \cdot \dot{Q}_{Cooling}^{0,474} \quad [€] \quad (6-29)$$

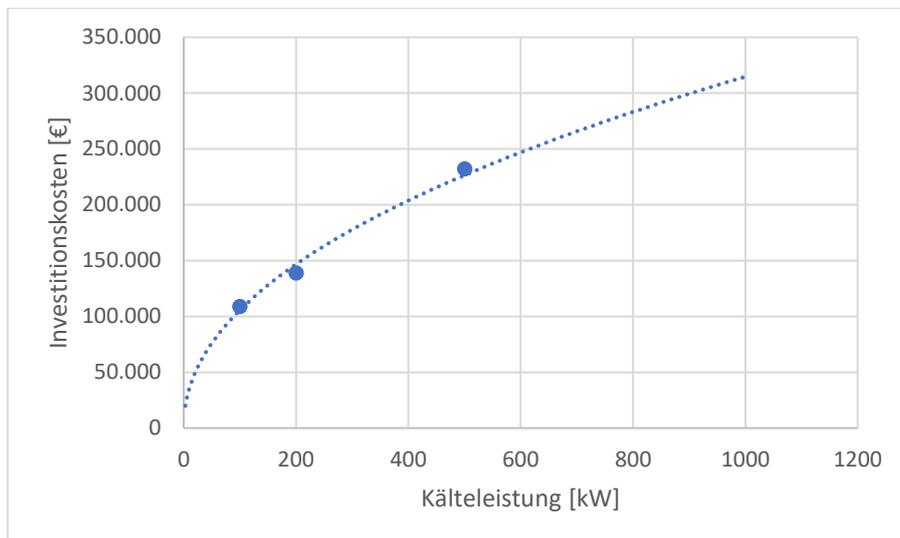


Abb. 6.13: Leistungsabhängige Investitionskosten der konventionellen Gesamtanlage

6.5 Wirtschaftlichkeit der ausgeführten Anlage und Varianten

Nachdem die Investitionskosten in Abhängigkeit der Nennkälteleistung hergeleitet wurden, behandelt der folgende Abschnitt die laufenden Kosten und Erlöse, welche durch die verschiedenen Anlagentypen erzielt werden. Dabei werden die konventionelle, die realisierte und die drei Varianten des Kondensatorkreises miteinander verglichen und deren Amortisationszeiten ermittelt.

Für eine Amortisationsrechnung müssen Annahmen für die Randbedingungen getroffen werden. Dazu zählen die Kälteleistung der zu betrachtenden Anlage, die Volllaststunden in h/a, der Strompreis, der Fernwärmepreis und der Kältepreis jeweils in €/kWh und das EER. Nachdem bei der realisierten Anlage Wärme ins Fernwärmenetz eingespeist wird, kann auch diese verkauft werden. Der Kunde muss sich für eine Anlage, die diese Art von „grüner Kälte“ liefert und wie sie in diesem Fall mit FW-Einspeisung realisiert worden ist, auf die eine und/oder andere Art und Weise an den Mehrkosten, die im Vergleich zu einer konventionellen Anlage entstehen, beteiligen. Das kann auf zwei Wegen passieren. Der erste betrifft den Leistungspreis, was

bedeutet, dass der Kunde einen Anteil an den Investitionskosten der Anlage übernimmt, was als Baukostenzuschuss (BKZ) betitelt wird. Die zweite Variante läuft über den Arbeitspreis, indem der Kunde einen Aufpreis auf den üblicherweise verrechneten Preis für Kälte in €/kWh bezahlt, was den Namen „Kälteaufpreis öko“ erhält. Der EER wurde für eine konventionelle Maschine mit 3 (Austrian Energy Agency, 2018, S. 27) angenommen, für die realisierte und die Varianten Durchgangsventil und Drehzahlregelung laut Leistungsbeschreibung mit 1,5. Für die Variante Trennwärmetauscher wurde ein EER von 1,4 angenommen um den größeren Temperaturhub durch die zusätzliche Grädigkeit im Trennwärmetauscher zu berücksichtigen. Der COP ergibt sich aus Gl. (2-14) und ist immer um 1 größer als der EER. Tabelle 6.17 fasst die gewählten Werte zusammen.

Tabelle 6.17: Randbedingungen für die Amortisationsrechnung

Kälteleistung	200	kW
Volllaststunden	650	h/a
Kältebedarf/Jahr $Q_{Kälte}$	130000	kWh/a
Strompreis k_{el}	0,11	€/kWh
Fernwärmepreis k_{Heiz}	0,02	€/kWh
Kältepreis $k_{Kälte,conv}$	0,18	€/kWh
Baukostenzuschuss	20	%
Kälteaufpreis öko $k_{Kälte,ökö}$	0,05	€/kWh
EER_{konv}	3	-
$EER_{realisiert}$, Durchgangsventil, Drehzahlregelung	1,5	-
$EER_{Trennwärmetauscher}$	1,4	-

Bei einer statischen Amortisationsrechnung werden ausgehend von den Investitionskosten, die bei $x = 0$ auf der y-Achse aufgetragen werden, jährlich die entstehenden Kosten addiert und die Erträge subtrahiert. Der Schnittpunkt dieser Gerade (nur eine Gerade, insofern die Verzinsung vernachlässigt wird) mit der x-Achse stellt die Amortisationszeit τ_a dar. Als Formel ausgedrückt, kann die statische Amortisationszeit mit Gl.(6-30) berechnet werden, wobei Q_{Heiz} der erzeugten Heizenergie in kWh/a und E_{el} der aufgenommenen elektrischen Energie in kWh/a entspricht. k_{Inv} bezeichnet dabei die Investitionskosten der Anlage in €.

$$\tau_a = \frac{k_{Inv}}{Q_{Kälte} \cdot (k_{Kälte,conv} + k_{Kälte,ökö}) + Q_{Heiz} \cdot k_{Heiz} - E_{el} \cdot k_{el}} \quad (6-30)$$

Die Kosten für die einzelnen Blöcke wurden in Tabelle 6.18 zusammengefasst. Geringfügige Unterschiede der Kosten zu den zuvor hergeleiteten Kosten der Blöcke für 200 kW erklären sich dadurch, dass die Werte in der folgenden Tabelle mit den ermittelten Kostenfunktionen errechnet werden, welche die über Aufsummierung der Einzelkomponenten ermittelten Kosten im allgemeinen nicht exakt treffen.

6 Alternative Aufbauvarianten

Tabelle 6.18: Berechnete Kosten pro Block und gesamt, verschiedene Varianten (Kälteleistung 200 kW)

	Einheit	Konventionell	realisierte Variante Variante 0	Durchgangsventil Variante 1	Drehzahlregelung Variante 2	Trennwärmetauscher Variante 3
El. Energiebedarf Wärmepumpe	kWh/a	43333	86667	86667	86667	92857
El. Energiebedarf Rückkühler	kWh/a	5720	0	0	0	0
COP	-	4	2,5	2,5	2,5	2,4
Heizleistung	kW	263	327	327	327	336
Heizenergie	kWh/a	171167	212333	212333	212333	218214
Einspeise/Entnahmehydraulik	€	0	27320	27320	27320	27320
Kondensator-kreisschaltung	€	0	104327	83400	70983	76107
Heißwasserseite	€	0	131647	110720	98303	103427
Kreisfaktor	-	1,0	1,2	1,2	1,2	1,2
Stufenfaktor	-	1,0	1,3	1,3	1,3	1,3
1-stufig konv.: Gl.(6-27) alt.: Gl.(6-20)	€	53000,0	96037,1	96037,1	96037,1	98460,0
Korrekturfaktor (Planung)	-	-	1,40	1,40	1,40	1,40
Wärmepumpe	€	53000	149818	149818	149818	153598
Speicher	€	20729	20729	20729	20729	20729
Korrekturfaktor (Planung, Armaturen)	-	3	3	3	3	3
Anzahl	-	2	2	2	2	2
Volumen	l	4000	4000	4000	4000	4000
Künstliche Last	€	0	21940	0	0	0
Grundhydraulik	€	19039	19039	19039	19039	19039
Kaltwasserseite	€	39768	61708	39768	39768	39768
Zubehör	€	8400	25000	25000	25000	25000
Montage, IB	€	5000	10000	10000	10000	10000
Trafotausch	€		25000	25000	25000	25000
Regelung	€	11000	25000	25000	25000	25000
Stromzähler-anmeldung	€	11000	32000	32000	32000	32000
Netztrenn-armaturen	€		45000	45000	45000	45000
Ergänzende Komponenten	€	12000	44000	44000	44000	44000
Sonstiges	€	47400	206000	206000	206000	206000
Summe	€	140168	549173	505766	493889	502793
Baukosten-zuschuss	%	0%	0%	20%	20%	20%
Investitions-kosten	€	140168	549173	404612	395111	402234

Abb. 6.14 zeigt die Amortisationszeit und den Break-Even Point zur konventionellen Variante. Mit den gewählten Parametern amortisiert sich eine konventionelle Anlage innerhalb von 6,6 Jahren, während sich die Varianten Durchgangsventil und Drehzahlregelung erst nach 16 Jahren amortisieren. Der Break-Even Point ist bei den beiden günstigsten Varianten erst nach knapp 42 Jahren erreicht (Tabelle 6.19) und bezeichnet den Zeitpunkt, an dem die Variante mit Fernwärme-Einspeisung mehr Erlöse (abzüglich der Investitionskosten) eingebracht hat als die konventionelle Bauform. Er stellt damit eine maßgebliche Kennzahl dar um beurteilen zu können, ob sich die Fw-Einspeisung gegenüber einer konventionellen Variante wirtschaftlich lohnt.

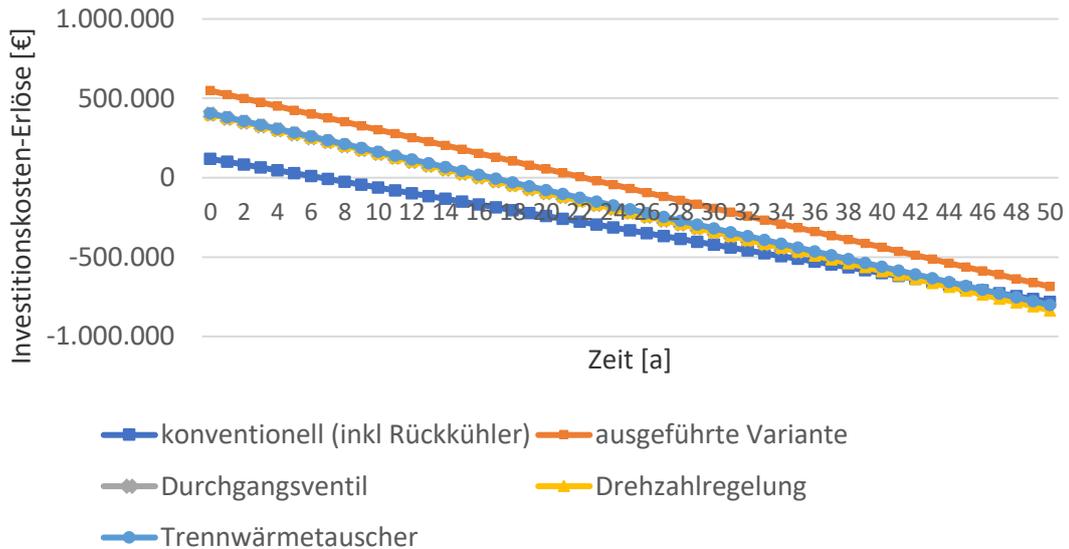


Abb. 6.14: Amortisationszeit und Break-Even Point der Varianten

Tabelle 6.19: Amortisationszeit und Break-Even Point der Varianten in Jahren

	Konventionell	ausgeführte Variante	Durchgangsventil	Drehzahlregelung	Trennwärmetauscher
Break Even (zu konventionell) $\tau_{BP,ref}$	-	64,3	42,2	41,9	46,6
Amortisation $\tau_{a,ref}$	6,6	22,2	16,5	16,2	16,8

6.6 Parameterstudie

Mit der Erkenntnis der langen Amortisationszeiten und der Prämisse, dass lange Zeiträume Investitionen und damit auch diese Ausführungsform einer Wärmepumpe wirtschaftlich unattraktiv machen, müssen Überlegungen angestellt werden, wie die Amortisationszeit bzw. die Zeit bis zum Break -Even Point verkürzt werden kann.

6.6.1 Methodik

Für diese Überlegung bietet sich eine Sensitivitätsanalyse an. Dabei werden die eingangs in Tabelle 6.17 angenommenen Parameter variiert und deren Auswirkung auf die Dauer bis zum Break-Even Point bzw. auf die Amortisationszeit untersucht (Abb. 6.15, Abb. 6.16). Die

Betrachtungen sind für die Variante der Drehzahlregelung erstellt worden und alle anderen Varianten mit Fernwärmeeinspeisung verhalten sich ähnlich. Die Ergebnisse sind zwar nicht exakt deckungsgleich, allerdings sind die Unterschiede mit freiem Auge kaum zu erkennen, weshalb, wenn man im Hinterkopf behält, welche Annahmen getroffen wurden und welche Unsicherheiten diese in sich enthalten, davon abgesehen wird alle vier Varianten darzustellen.

Die relative Amortisationszeit τ_a^* und der relative Break Even Point τ_{BP}^* sind nach Gl. (6-31) und Gl.(6-32) wie folgt definiert:

$$\tau_a^* = \frac{\tau_a}{\tau_{a,ref}} \quad (6-31)$$

$$\tau_{BP}^* = \frac{\tau_{BP}}{\tau_{BP,ref}} \quad (6-32)$$

Dabei werden für $\tau_{a,ref}$ und $\tau_{BP,ref}$ die jeweiligen Werte aus Tabelle 6.17 eingesetzt, was bedeutet, dass im Referenzpunkt die tatsächliche Amortisationszeit derjenigen aus Tabelle 6.19 entspricht.

Die Steigung der Parameterkurve im Referenzpunkt ist ein Maß für den Hebel, den man bei Veränderung des Parameters, am System ansetzt. Je steiler die Kurve, umso größer ist der Hebel, was bedeutet, dass kleine Änderungen des Parameters große Auswirkungen auf die Amortisationszeit haben. Genau auf diese kritischen Parameter muss der Fokus gerichtet werden, wenn die Amortisationszeit effektiv verringert werden soll.

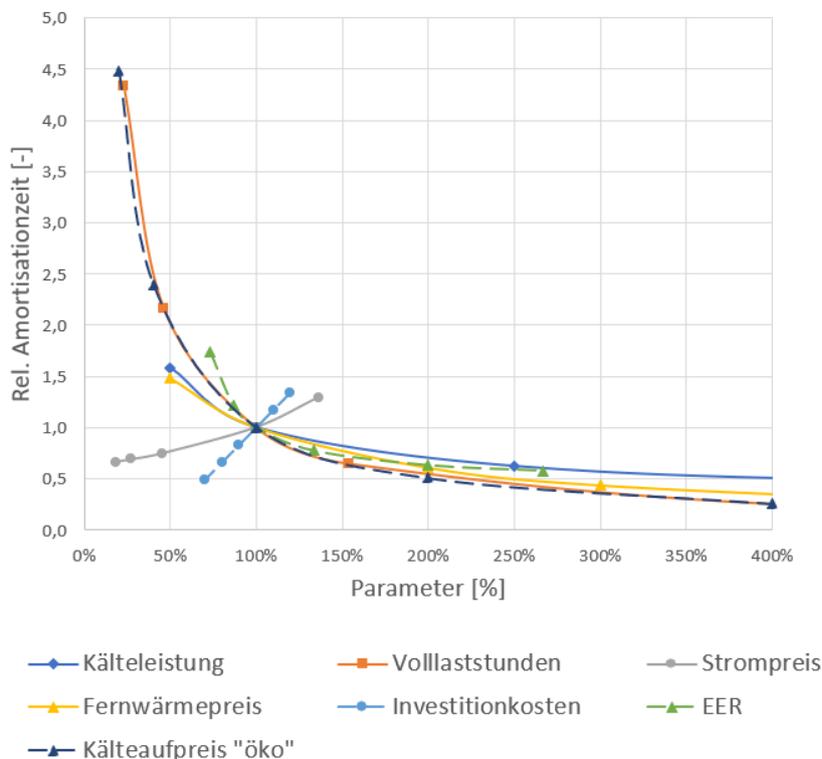


Abb. 6.15: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse, Relativer Break-Even Point

Im Punkt [100 %/1] befinden sich die Referenzpunkte, den alle Kurven definitionsgemäß durchlaufen müssen, da er die Ausgangsparameter enthält. Ausgehend von diesen Ausgangswerten kann abgelesen werden, wie stark sich eine prozentuelle Änderung eines Parameters auf die relative Amortisations- und Break-Even Zeit auswirkt. Nimmt man die

Investitionskosten als Beispiel, würde deren Verringerung um 35 % eine Verkürzung der Amortisationszeit um 50 % bedeuten. Die Ergebnisse dieser Sensitivitätsanalyse werden im folgenden Kapitel diskutiert.

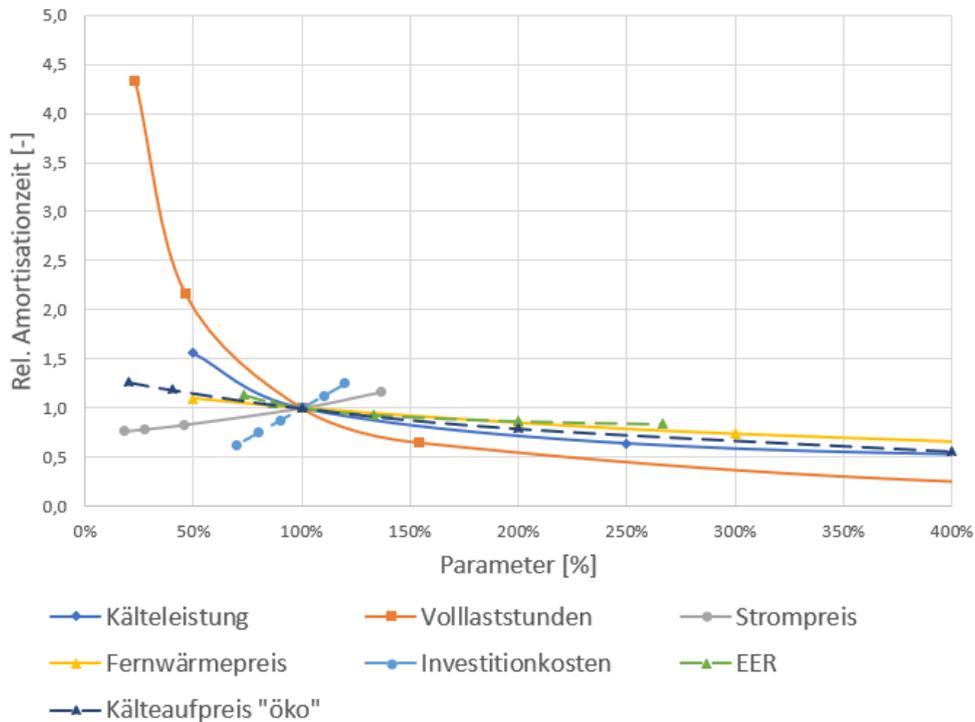


Abb. 6.16: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse, Relative Amortisationszeit

6.6.2 Parameteranalyse

Als der größte Einflussfaktor wurde im Rahmen der Sensitivitätsanalyse die Anzahl der **Volllaststunden** identifiziert. Nicht nur, weil durch die Steilheit der Kurve im Referenzpunkt bereits geringfügige Erhöhungen der Laufzeit einen signifikanten positiven Effekt auf die Amortisierungsdauer haben, sondern auch weil bei ganzjährigem Betrieb eine Parameteränderung von 1347 % (8760 Volllaststunden) möglich ist.

Wie Abb. 6.17 und Tabelle 6.20 zeigen, amortisiert sich die Anlage bei einem Betrieb von 8760 h im Jahr bereits nach einem Jahr, der Break-Even Point zur konventionellen Anlage liegt bei 3,1 Jahren. Auch wenn diese Laufzeiten nur theoretisch erreichen sind, soll verdeutlicht werden, dass die Anzahl der Volllaststunden ein überaus effektiver Faktor ist, um die Amortisationszeit zu verkürzen. Besonders bei Anwendungen im Bereich der Gewerbekälte und in Rechenzentren scheint die Variante mit Fernwärmeeinspeisung attraktiv zu sein.

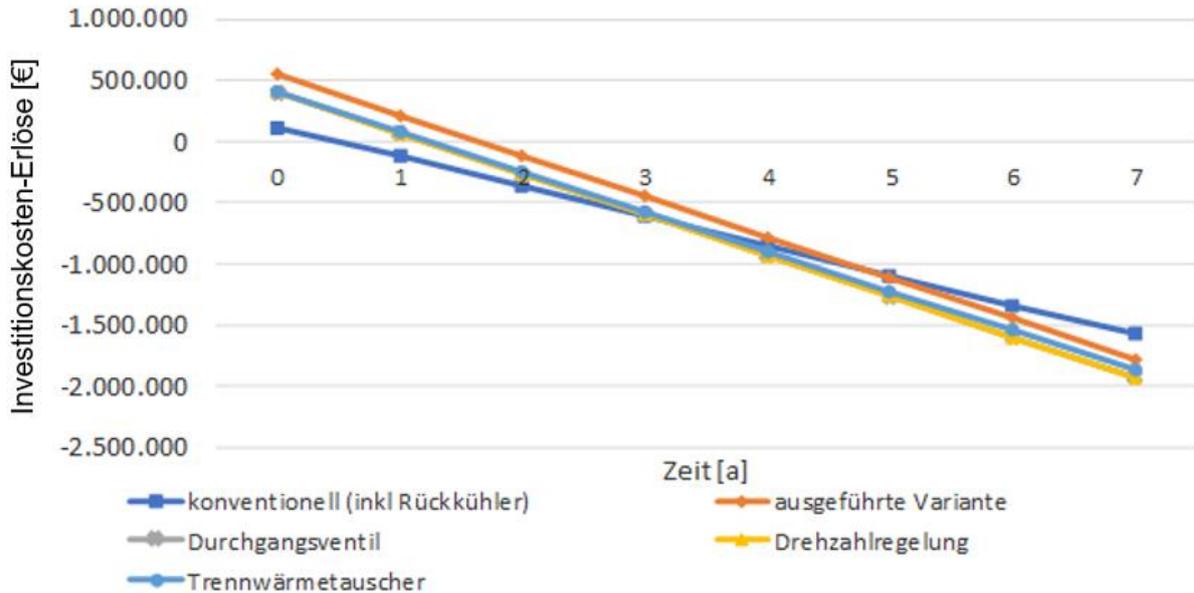


Abb. 6.17: Amortisationszeit und Break-Even Point der Varianten, bei 8.760 Volllaststunden/Jahr

Tabelle 6.20: Amortisationszeit und Break-Even Point der Varianten in Jahren, 8.760 Volllaststunden/Jahr

	Konventionell	ausgeführte Variante	Durchgangsventil	Drehzahlregelung	Trennwärmetauscher
Break Even (zu konventionell)	-	4,8	3,1	3,1	3,5
Amortisation	0,5	1,6	1,2	1,2	1,2

Ein anderer effektiver Hebel ist der „**Kälteaufpreis öko**“, der Aufpreis auf den normalen Kältepreis, den der Kunde für diese innovative Kälteerzeugung zahlen muss. Dieser ist allerdings mit 5 ct/kWh schon relativ hoch angenommen worden, immerhin würde diese Annahme eine Erhöhung des Kältepreises um 25 % verglichen zur konventionellen Anlage bedeuten. Geht man davon aus, dass dieser Faktor in Realität vermutlich niedriger liegen würde, z.B. bei 2,5 ct/kWh, resultierte das in einer Verdopplung der Break-Even Zeit. Eine andere Möglichkeit besteht in einem staatlichen Zuschuss, da durch diese Art der Kälteerzeugung ein CO₂-Einsparungspotential durch die Nutzung der Abwärme gegeben ist. Auf die Amortisationszeit hält sich der Einfluss des „Kälteaufpreises öko“ in Grenzen, da die prozentuelle Änderung des Gesamtkältepreises selbst bei einer Verdopplung des Aufpreises nur 21 % beträgt.

Der Parameter **Investitionskosten** beschreibt die prozentuelle Kosteneinsparung, die erwirkt werden kann und setzt sich aus zwei Faktoren zusammen. Bei vielen der in Tabelle 6.18 aufgelisteten Posten gibt es Einsparungspotentiale, welche die Anlage für sich günstiger im Gesamtpreis der Investition machen, was den ersten Faktor darstellt. Von diesem Gesamtpreis wird dann der Baukostenzuschuss des Kunden, der zweite Faktor, abgezogen. Im Referenzpunkt wird von einer Investitionskostenreduktion von 20 %, durch einen Baukostenzuschuss des Kunden in der Höhe von 20 %, ausgegangen. Ist man der Meinung, dass zukünftig noch z.B. 15 % an den Investitionskosten eingespart werden können, erreicht man z.B. eine relative Amortisationszeit von 0,8, womit für die Variante mit Drehzahlregelung eine absolute Amortisationszeit von 12,96 Jahren erreicht wird.

Als vierter effektiver Faktor für die Beeinflussung der Break-Even Zeit wurde die Effizienz der Anlage, durch die Kennzahl **EER** definiert, identifiziert. Da die Wärmepumpe deutlich mehr Strom als konventionelle Ausführungen benötigt, ist es umso wichtiger besonders effizient in der

Kälteerzeugung zu sein. Was an der EER-Kurve auffällt, ist, dass eine Verschlechterung des EERs eine verheerende Wirkung auf die Break-Even Zeit hat, wohingegen eine Verbesserung nur moderaten positiven Einfluss zeigt. Aus dieser Erkenntnis lässt sich schließen, dass die Variante Trennwärmetauscher hinsichtlich Rentabilität unattraktiv ist. Interessanterweise hat der EER einen bedeutend größeren Einfluss auf die Break-Even Zeit als auf die Amortisationszeit. Generell ist der Rahmen in dem man die Amortisations-/Break-Even Zeit über den EER beeinflussen kann allerdings begrenzt, da sich Verbesserungen nur in einem kleinen Rahmen bewegen können.

Im Gegenzug dazu ist die **Anlagengröße** eine attraktive Stellschraube. Die Steigung im Referenzpunkt ist zwar nicht so groß, dafür kann die Nenn-Kälteleistung leicht vervielfacht werden. Es zeigt sich, dass sich große Anlagen schneller amortisieren als kleine. Eine Kälteanlage mit 100 kW benötigt demnach 60 % länger als die Referenzanlage von 200 kW um sich zu amortisieren. Schafft man es, eine Anlage von 1 MW bei der gleichen Anzahl an Volllaststunden im Jahr zu betreiben, so reduziert sich die Amortisationszeit um mehr als die Hälfte.

Ein nicht zu unterschätzender Faktor ist der **Fernwärmepreis**. Solange die Wärme in das Primärnetz eingespeist wird, konkurriert sie gegen Industrieabwärme, welche sowieso zur Verfügung steht und wird daher nur mit 2 ct/kWh bewertet. Kann der Wert der Wärme verdoppelt werden, führt das zu einer Halbierung der Break-Even Zeit, die dann nur noch 20,95 Jahre beträgt.

Es bleibt der **Strompreis**, der zuletzt aufgeführt wird, da man ihn in den wenigsten Fällen beeinflussen kann. Er hängt für einen Großabnehmer hauptsächlich davon ab, auf welcher Netzebene der Strom entnommen wird. Sollte sich für zukünftige Anlagen allerdings die Möglichkeit bieten, den Strom durch die Entnahme auf einer höheren Netzebene um die Hälfte des Preises zu bekommen, würde dies die Break-Even Zeit um 30 % und die Amortisationszeit um 25 % verringern.

7 OPTIMIERUNGSPOTENTIAL

Aus den Erkenntnissen, die in den vorangegangenen Kapiteln gewonnen wurden, sollen nun Optimierungspotentiale abgeleitet werden. Dabei wird einerseits versucht, Optimierungspotentiale der realisierten Anlage zu identifizieren, durch die eine Effizienzsteigerung oder eine höhere Auslastung erreicht werden können. Andererseits wird dargestellt, wo bei zukünftigen Anwendungen von Anlagen dieser Art wirtschaftliches Potential ausgeschöpft werden kann.

7.1 Potential der realisierten Anlage

In Kapitel 4.1 wird mit Messergebnissen gezeigt, dass die Wärmepumpe zu einem großen Teil der Zeit im Teillastbetrieb fährt. Sie ist auf eine Nennkälteleistung von 200 kW ausgelegt, liefert aber durchschnittlich nur 82 kW. Zusätzlich wird in Abb. 4.5 gezeigt, dass der Kältebedarf des Gebäudes häufig unter der minimalen Kälteleistung der Wärmepumpe liegt, wodurch ein Taktbetrieb induziert wird. In diesem Taktbetrieb entstehen durch das häufige Anfahren und Abschalten mehr Verluste als es in einem durchgehenden Betrieb der Fall wäre, weshalb der Performance Factor PF über den betrachteten Zeitraum (Tabelle 4.2) um ca. 20 % unter der Effizienzkennzahl EER, die eine Momentaufnahme des Betriebs zeigt, (Abb. 4.12) liegt.

Eine Möglichkeit um die Auslastung der Wärmepumpe zu erhöhen, ist das Anschließen von weiteren Verbrauchern. Dadurch werden zwei Effekte erreicht. Einerseits wird die Anzahl der Volllaststunden erhöht, wodurch sich die Amortisationszeit der Anlage signifikant reduziert. Schafft man es, die den Kältebedarf durch weitere Abnehmer zu verdoppeln, kann nach Abb. 6.16 die Amortisationszeit um 45 % reduziert werden. In Kapitel 4.3 wurde festgestellt, dass die Kälteabnahme im Zeitraum vom 13.08. bis zum 30.10 rund 64000 kWh betrug. Dieser Zeitraum entspricht ca. der Hälfte der Kühlperiode, wodurch für die gesamte Kühlperiode mit dem Doppelten, 128000 kWh gerechnet werden kann. Bei der betrachteten Anlage mit 200 kW Nennkälteleistung entspricht dies einer Volllaststundenanzahl von 640 h, was die angenommenen 650 Volllaststunden aus Tabelle 6.17 bestätigt. Berücksichtigt man, dass die Wärmepumpe durchschnittlich nur 82 kW Kälteleistung erzeugte, ist die Möglichkeit mit den 200 kW Nennkälteleistung einen zweiten, gleichwertigen Abnehmer an die Anlage anzuschließen gegeben. Zusätzlich wird andererseits durch die höhere Auslastung der ON/OFF-Betrieb der Wärmepumpe reduziert, wodurch die Effizienz der Anlage steigt.

Ein Weg, um bei gegebener Auslastung die Anzahl der Betriebszyklen zu reduzieren, besteht in der Nutzung des Beimischventils QK_MI_1. Dieses Ventil ermöglicht, dem kalten Vorlaufwasser des Verbrauchers warmes Rücklaufwasser beizumischen. In Abb. 4.3 wurde gezeigt, dass ein Betriebszyklus dabei einer Be- und Entladung des Speichers entspricht, was bedeutet, dass eine Erhöhung der Speicherkapazität eine Reduktion der Anzahl der Betriebszyklen bedeutet. Geht man davon aus, dass man dem Verbraucher konstante 6 °C Vorlauftemperatur liefern möchte, kann man die Speicherkapazität erhöhen, indem man den Speicher mit z.B. 4 °C kaltem Wasser füllt und dieses mit warmem Rücklaufwasser mischt. Zusätzlich reduziert eine geringere Kaltwasseraustrittstemperatur auch die Leistung der Wärmepumpe, was ebenfalls zu längeren Laufzeiten führt. Man nimmt durch den größeren Temperaturhub in der Wärmepumpe zwar einen Effizienzverlust in Kauf, allerdings wirken sich die längeren Laufzeiten positiv auf den Performance Factor aus, wodurch möglicherweise insgesamt eine Effizienzsteigerung erreicht werden kann. Um dies zu überprüfen, können Tests mit der künstlichen Last durchgeführt werden, bei denen Lastprofile, die aus den Messdaten abgeleitet werden, bei unterschiedlichen Kaltwasseraustrittstemperaturen abgefahren werden. Über einen Vergleich der aufgenommenen elektrischen Energie, die benötigt wird um den Bedarf der Lastprofile zu decken, kann dann auf eine optimale Kaltwasseraustrittstemperatur geschlossen werden.

Eine Möglichkeit, um die Effizienz im Betrieb zu steigern, wurde durch das Simulationsmodell identifiziert. Abb. 5.10 und Abb. 5.11 zeigen, dass das EER in Volllast um knapp 15 % verbessert werden kann, wenn der Kondensationsdruck der NT-Stufe in Zukunft auf 7,3 bar (=37,5 °C) anstatt die aktuell eingestellten 10 bar (=51,2°C) geregelt wird. Im Teillastbetrieb gilt, dass der Kondensationsdruck der NT-Stufe so weit als möglich abgesenkt werden soll, ohne dass die zweite HT-Stufe benötigt wird. Das bedeutet, dass im Teillastbetrieb dort ein optimaler Betriebspunkt liegt, wo nur ein HT-Kreis aktiv ist, dessen Verdichter bei 100 % Leistungsgrad betrieben wird.

7.2 Potential von zukünftigen Anlagen

Die folgenden Potentiale gehen hauptsächlich aus den wirtschaftlichen Überlegungen in Kapitel 6 hervor. Im Voraus soll darauf hingewiesen werden, dass bei der realisierten Anlage viel Potential alleine durch die Überdimensionierung bzw. die mangelnde Leistungsabnahme besteht. Für zukünftige Anwendungen können daher schon im Vorfeld einige Aspekte, die in Kapitel 7.1 als Verbesserungspotentiale behandelt worden sind, vermieden werden. Als Maß für die folgenden Optimierungspotentiale wird die Möglichkeit einer Reduktion der Amortisationszeit betrachtet.

Aus den Ergebnissen der Parameterstudie in Kapitel 6.6.2 geht hervor, dass die Anzahl der Volllaststunden der effektivste Hebel ist, um die Amortisationszeit der Anlage zu verringern.

Ein großes Potential liegt in der wirtschaftlichen Rationalisierung der Anlage, durch die eine Senkung der Investitionskosten erreicht wird. Diese kann hauptsächlich auf der Kühlwasserseite passieren, da sich die Kaltwasserseite, mit Ausnahme der künstlichen Last, die offensichtlich bei kommerziellen Anwendungen nicht verbaut werden wird, kaum von einer konventionellen Anlage unterscheidet.

Die erste Möglichkeit auf der Kühlwasserseite Investitionskosten einzusparen, liegt in der Wahl einer günstigeren Kondensatorkreisschaltung. Aus Tabelle 6.18 geht hervor, dass die günstigste Variante, die Drehzahlregelung (Abb. 6.9), um ca. 25 % weniger als die realisierte Schaltung kostet. Wählt man diese Variante, ist der Kühlwasservolumenstrom durch den Kondensator nicht mehr konstant, was allerdings oft von den Wärmepumpenherstellern gefordert wird. Daher muss mit den Herstellern abgestimmt werden, dass die Kondensatoren mit variablen Volumenströmen kompatibel sind. Die minimal erforderlichen Volumenströme für diese Variante sind für einen beispielhaften Betriebspunkt (zur Einhaltung eines maximalen Kondensationsdrucks) in den Simulationsergebnissen aus Abb. 5.13 dargestellt.

Während des Zeitraums, in dem die Anlage betrachtet wurde, bestand kein einziges Mal die Notwendigkeit, auf einen RL-RL-Betrieb umzuschalten. Mit dieser Erkenntnis kann der Block der Einspeise- und Entnahmehydraulik signifikant vereinfacht werden. Findet der Betrieb immer im RL-VL Betrieb statt, werden weniger Ventile und Rohrleitungen benötigt und die Kosten reduzieren sich um mehr als 50 % (Tabelle 7.1) Zusätzlich kann die kleine Primärnetzpumpe WS_PU_3, die ebenfalls für einen RL-RL-Betrieb vorgesehen ist, entfallen, wodurch nochmals knapp 3000,-€ eingespart werden.

Tabelle 7.1: Komponentenliste Block Einspeise-/Entnahmehydraulik, Rationalisierung

Bezeichnung	Beschreibung	Kosten gesamt 200 kW [€]
PM_AA_1, PM_AA_2,	Absperrventile (Motor)	8000
WS_PZ_5, WS_PZ_6	Absperrventile (Hand)	5200
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	500
Summe		13700

Ein weiteres Einsparungspotential besteht in der Dimensionierung der Primärnetzumpen. Im Auslegungspunkt beträgt der Kühlwasservolumenstrom im Kondensatorkreis $\dot{V}_{hw} = 30,9 \text{ m}^3/\text{h}$. Er muss gemäß den Betrachtungen zu der hydraulischen Weiche aus Abb. 4.9 auf jeden Fall größer sein als der, den die Primärnetzpumpe aus dem Fernwärmenetz ansaugt. Im Folgenden wird dennoch davon ausgegangen, dass die Primärnetzpumpe den Kühlwasservolumenstrom \dot{V}_{hw} fördern muss, so wie es bei der Variante Drehzahlregelung der Fall wäre. Die Pumpenkennlinie des Herstellers (Abb. 7.1) zeigt, dass bei dem gewünschten Volumenstrom eine Förderhöhe von 193 m erreicht werden kann, was einem Differenzdruck von ca. 19 bar entspricht. Aus den Messergebnissen geht hervor, dass zwischen Fernwärmever- und -rücklauf ein Differenzdruck von maximal 4 bar herrscht, die Berechnung aus Kapitel 6.1 ergibt Druckverluste von ca. 0,5 bar innerhalb der Leitungen. Daraus ergibt sich, dass die ausgeführten Pumpen im Stande sind, das Vierfache der benötigten Leistung zu liefern und daher deutlich kleiner ausgeführt werden können. Verbaut man statt 30 kW-Pumpen, Modelle mit 11 kW Leistung, kann man knapp 40 % der Investitionskosten einsparen.

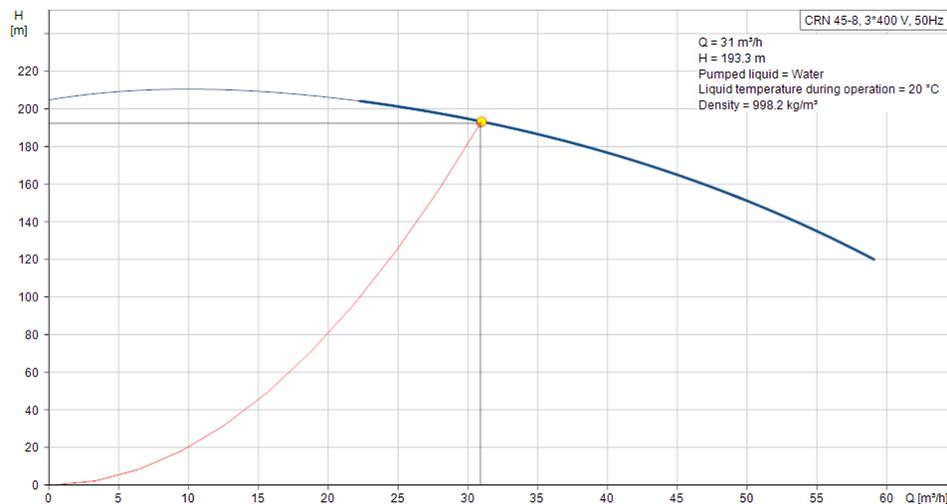


Abb. 7.1: Pumpenkennlinie der verbauten Primärnetzumpen WS_PU_1, WS_PU_2 (Grundfos, 2018)

Weitere Potentiale liegen unter anderem in der Reduktion der Messtechnik, die für zukünftige Anwendungen nicht mehr in dem Ausmaß wie in dem Pilot-Projekt erfolgen muss oder in der Vermutung, dass der Aufwand für die Regelung der Anlage durch den Wissenszuwachs mit steigender Anzahl an Folgeprojekten weniger wird. Für die Gesamtanlage wird geschätzt, dass die Investitionskosten im Vergleich zur realisierten Variante um 15 % gesenkt werden können. Dies würde nach Abb. 6.16 zu einer Reduktion der Amortisationszeit von ca. 20 % führen, was bei den angenommenen Parameter einer Reduktion von 3,2 Jahren entspricht.

Grundsätzlich lässt sich sagen, dass sich Kälteanlagen mit Fernwärme-Einspeisung nicht bei allen Projekten lohnen werden. In Zukunft sind vorab Überlegungen anzustellen, ob sich eine derartige Anlage wirtschaftlich rentiert. Das zentrale Element ist dabei die Anzahl der Volllaststunden. Besonders Projekte, bei denen ganzjähriger Kältebedarf besteht, wie Rechenzentren oder Gewerbekälte, erweisen sich als überaus attraktiv. Im Allgemeinen soll auch die Nennkälteleistung eine gewichtige Rolle in den Überlegungen zu derartigen Anwendungen spielen. Es gilt, je größer die Anlage werden soll, umso schneller wird sie den Break Even Punkt zu einer konventionellen Ausführung erreichen.

Zuletzt soll erwähnt werden, dass dort wo die Möglichkeit gegeben ist und genügend Abnehmer vorhanden sind, der Einbau in ein Sekundärnetz zu bevorzugen ist. Wie in Kapitel 2.1 beschrieben wird, liegen die Temperaturen in Sekundärnetzen tiefer als im Primärnetz. Das hat zur Folge, dass der notwendige Temperaturhub, den die Wärmepumpe aufzubringen hat, deutlich geringer ausfällt. Dies resultiert einerseits in verbesserten Effizienzkennzahlen und andererseits der Möglichkeit, dass die Wärmepumpe in einstufiger Bauweise ausgeführt werden kann, wodurch sie nach Wolf (2017) um ca. 30 % günstiger wird.

8 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Gegenstand dieser Arbeit war die Untersuchung einer realisierten Pilot-Anlage, deren primäre Aufgabe darin besteht, Kaltwasser zur Gebäudeklimatisierung auf eine benötigte Temperatur abzukühlen. Die Wärmeenergie, die dabei dem Kaltwasser entzogen wird, wird durch eine zweistufige Wärmepumpe auf ein hohes Temperaturniveau gehoben. Auf der Kühlwasserseite ist die Wärmepumpe in das Wiener Fernwärmepriärnetz eingebunden. Diesem wird Rücklaufwasser entnommen, welches die Abwärme aufnimmt und das anschließend wieder in den Fernwärmeverlauf eingespeist wird.

Das Ziel der Untersuchung bestand in der Identifizierung von technischem und ökonomischem Optimierungspotential, woraus wirtschaftlich attraktive Einsatzmöglichkeiten für zukünftige Anwendungen abgeleitet werden konnten. Dafür wurden drei Methoden verwendet: Ein umfassendes Messdatenmonitoring der Anlage, die Erstellung eines Simulationsmodells der Wärmepumpe und die Durchführung einer Variantenstudie, auf der eine Amortisationsrechnung und eine Parameterstudie basieren. Im Folgenden werden deren wichtigsten Ergebnisse kurz zusammengefasst und schließlich ein Ausblick für weitere Überlegungen gegeben.

- Messdatenmonitoring

Das Messdatenmonitoring brachte Aufschluss über die Betriebscharakteristika der Wärmepumpe und der umliegenden Hydraulik. Es wurde identifiziert, dass die Anlage im regulären Betrieb ausschließlich in Teillast betrieben wird und dabei, im Gegensatz zur Nennkälteleistung von 200 kW, durchschnittlich 83 kW Kälteleistung liefert. Eine Analyse der Betriebsdauern zeigte weiters, dass die Anlage zu einem großen Teil im Taktbetrieb läuft, bei dem die Speicher be- und wieder entladen werden. Die Funktionalität des Speichers bedarf weiterer Untersuchung, es konnte nicht geklärt werden, wieso die Temperaturen im Speicher nach dem Ausschalten der Wärmepumpe so schnell ansteigen. Der Taktbetrieb führt dazu, dass die langfristigen Performance Kennzahlen (PF_c , PF_n) unter den Effizienzkennzahlen des momentanen Betriebs (EER/COP) liegen.

Die Messdaten zeigen, dass die Einspeisetemperatur des Kühlwassers in das Fernwärmenetz bei durchschnittlich ca. 80 °C und damit unter den angedachten 85 °C liegt. Das resultiert aus der Tatsache, dass die Anlage in Teillast weniger Heizleistung erzeugt als im Auslegungspunkt vorgesehen. Als Ergebnis daraus ist zu erkennen, dass durch die Einspeisung die Temperatur im Fernwärmeverlauf lokal herabgemischt wird.

- Simulationsmodell

Mit Hilfe der Messdaten wurde ein Simulationsmodell erstellt, welches das Verhalten der Wärmepumpe bei Veränderung der Randbedingungen abbildet. Es zeigte sich, dass bei einer Absenkung der gewünschten Kaltwasseraustrittstemperatur um 1 K Effizienzeinbußen von 5 % und eine Verminderung der potentiell möglichen Kälteleistung von 7,5 kW zu erwarten sind. Analog bedeutet eine Erhöhung der Kühlwassereintrittstemperatur um 1 K Effizienzeinbußen von 1,5 %.

Bei der Variation des Mitteltemperaturniveaus der Kaskade zeigt sich, dass durch eine Absenkung des Kondensationsdrucks der NT-Stufe von 10 auf 7,5 bar eine Effizienzsteigerung von 15 % erreicht werden kann. Im Rahmen dieser Untersuchung wurde außerdem festgestellt, dass die Effizienz der Wärmepumpe sprunghaft um ca. 20 % abnimmt, sobald die Anlage den zweiten HT-Kreis zur Bewältigung der Last hinzuschalten muss.

- Alternative Aufbauvarianten

Die Pilot-Anlage fällt aufgrund ihrer Komplexität deutlich teurer als eine konventionelle Lösung aus. Das wird durch die Tatsache verstärkt, dass manche Komponenten überdimensioniert oder redundant ausgeführt sind. Für zukünftige Anwendungen ist es wichtig, die Anlage zu vereinfachen um die Investitionskosten zu senken. Ein weiterer Gegenstand dieser Betrachtungen war, wie sich die Kosten bei Skalierung der Anlage verhalten. Schließlich erfolgte ein Vergleich mit der Amortisationszeit einer konventionellen Anlage.

Dafür wurde die Anlage zuerst in Teilbereiche und dann in Einzelkomponenten unterteilt. Für diese Einzelkomponenten wurden Preise für verschiedene Nennkälteleistungen ermittelt. Daraus konnten für jeden Teilbereich die spezifischen Investitionskosten in €/kW Kälteleistung errechnet werden.

Für den Kondensatorkreis wurden drei günstige Ausführungsvarianten ermittelt. Als günstigste stellte sich dabei eine Drehzahlregelung heraus, welche die Investitionskosten der Kondensatorkreisschaltung um 25 % senkt.

Vergleicht man die Amortisationszeit einer solchen Anlage mit Drehzahlregelung mit einer konventionellen Lösung, zeigt sich, dass diese bei den angenommenen Randbedingungen erst nach unrealistisch langer Zeit rentabler (Break-Even-Point) als die konventionelle Lösung ist.

Bei der folgenden Sensitivitätsanalyse wurden die angenommenen Randbedingungen variiert und die Auswirkungen auf den Break-Even-Point untersucht. Als der größte Einflussfaktor wurde die Anzahl der Volllaststunden identifiziert. Danach präsentieren sich eine Reduktion der Investitionskosten und die Nennkälteleistung, die möglichst groß sein soll, als vielversprechendste Hebel.

- Ausblick

Bei der aktuellen Anlage bietet es sich an, über die Wintermonate mit der Testschaltung verschiedene Modifikationen messtechnisch zu analysieren. Zum einen kann untersucht werden, ob durch eine Senkung der Kaltwassereintrittstemperatur und der damit verbundenen Reduktion der ON/OFF-Zyklen insgesamt eine Effizienzsteigerung erreicht werden kann. Zum anderen kann man das Ergebnis aus dem Simulationsmodell, dass durch Senkung des Mitteltemperaturniveaus eine Effizienzsteigerung zu erwarten sei, überprüfen. Zum dritten kann mit einer Messstudie eventuell auf die Ursache des bislang nicht erklärbaren Speicherverhaltens geschlossen werden.

Als oberste Prämisse muss bei zukünftigen Anlagen versucht werden, die Amortisationszeit zu senken. Dies kann auf verschiedene Arten passieren. Eine Erhöhung der Volllaststunden hätte enorme Auswirkungen, was Anwendungen im Bereich von Rechenzentren oder Gewerbekälte attraktiv macht. Eine andere Möglichkeit ist, die Anlage in ein Sekundärnetz einzubinden, da dort das Temperaturniveau nicht so hoch ist, wodurch die Effizienz gesteigert und die Investitionskosten der Wärmepumpe reduziert werden können.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Konzept der Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz eine wertvolle Möglichkeit ist, um CO₂-Emissionen zu reduzieren und dabei das Stadtbild und Mikroklima zu schonen. Es tut sich allerdings schwer, auf wirtschaftlicher Basis mit den konventionellen Anlagen, die aktuell Stand der Technik sind, zu konkurrieren.

LITERATURVERZEICHNIS

- Abas, Naeem, et al. 2018.** Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. July 2018, 90, S. 557-569.
- Accuweather. 2018.** [Online] 9. November 2018. Zugriff am: 09.11.2018, 17:58. <https://www.accuweather.com/de/at/vienna/31868/august-weather/31868>.
- Baehr, Hans Dieter und Kabelac, Stefan. 2016.** *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, 16.Auflage*. Hannover, Deutschland : Springer-Verlag, ISBN 978-3-662-49568-1, 2016.
- Baehr, Hans Dieter und Stephan, Karl. 2016.** *Wärme und Stoffübertragung*. 9. Bochum : Springer-Verlag. ISBN 978-3-662-49677-0, 2016.
- Bergman, Theodore L., et al. 2011.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7. s.l. : John Wiley & Sons, 2011.
- Cengel, Y.A., Boles. 2013.** *Thermodynamics - An Engeneering Approach*. s.l. : Mc Graw Hill, 2013.
- Chen, Ting, Bae, Kyung Jin und Kwon, Oh Kyung. 2018.** Empirical correlation development of R245fa flow in electronic expansion valves. *International Journal of Refrigeration*. 2018, 88, S. 284-290.
- Dohmann, Joachim. 2016.** *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen - Grundlagen und Anwendungen der Kältetechnik*. Lemgo, Deutschland : Springer-Verlag, ISBN 978-3-662-49109-6, 2016.
- EES. 2018.** Energy Equation Solver. *Software, F.-C.*. 2018.
- e-genius.** e-genius massive open online course. [Online] [Zitat vom: 3. Dezember 2018.] <https://www.e-genius.at/mooc/smart-cities-teil-2/woche-7-waerme-und-kaeltenetze-1/714-fernwaerme-wien/primaer-und-sekundaernetze/>.
- Grundfos. 2018.** Grundfos Product Selection. [Online] 2018. [Zitat vom: 5. Dezember 2018.] https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=154401907970105176694216515452&pumpsystemid=479889900&qcid=479946794.
- Guelpa, E., Mutani, G., Todeschi, V. und Verda, V. 2018.** Reduction of CO2 emissions in urban areas through optimal expansion of existing district heating networks. *Journal of Cleaner Production*. 2018, 204, S. 117-129.
- Hohenwarter, Ulrich und Lettner, Friedrich. 2005.** *Fern- und Nahwärmesysteme*. TU Graz : Institut für Wärmetechnik, 2005.
- Konstantin, Panos. 2018.** *Praxisbuch der Fernwärmeversorgung*. Berlin, Deutschland : Springer Vieweg, 2018.
- Letcher, Trevor M. 2019.** Why do we have global warming? *Managing Global Warming, Academic Press*. 2019, S. 3-15.
- Rieberer, Renè. 2016.** *Skriptum zur Vorlesung Wärmepumpentechnik*. Graz : Technische Universität Graz, 2016.
- Schmidt, Dietrich. 2018.** Low Temperature District Heating for Future Energy Systems. *Energy Procedia*. 2018, 149, S. 595-604.
- Siemens. 2017.** *Hydraulik in der Gebäudetechnik*. Zug, Schweiz : Siemens Schweiz AG, Building Technologies Division, 2017.
- Springer Fachmedien Wiesbaden. 2015.** *Boden und Energiewende - Trassenbau, Erdverkabelung und Erdwärme*. Wiesbaden, Deutschland : Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN 978-3-658-12167-9, 2015.
- von Böckh, Peter und Wetzels, Thomas. 2014.** *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*. 5. Karlsruhe, Deutschland : Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-37731-0, 2014.
- Wolf, Stefan. 2017.** *Integration von Wärmepumpen in industrielle Produktionssysteme - Potenziale und Instrumente zur Potenzialerschließung*. Stuttgart : Universität Stuttgart, IER, 2017.
- Zapfel, Wilhelm. 2006.** *Skriptum Starthilfe Anlagenhydraulik, Grundlagen*. Pinkafeld : Fachhochschulstudiengänge Burgenland GmbH, 2006.

ANHANG A: FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

Tabelle A-1: Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	m ²	Fläche
$A_{ht,cond}$	m ²	Fläche eines HT-Kondensators
$A_{ht,cond,i}$	m ²	Fläche des HT-Kondensators im Bereich i
$Anzahl_{Verdichter,HT}$	-	1 oder 2, je nachdem wie viele Kreise der HT-Stufe aktiv sind
$C_{ht,cond,i}$	J/s·K	Wasserwert des Kältemittels im HT-Kondensator im Bereich i
C_{hw}	J/s·K	Wasserwert des Kältemittels im HT-Kondensator im Bereich i
C_{max}	-	größerer Wasserwert der zwei Medien in einem Wärmetauscher
C_{min}	J/s·K	kleinerer Wasserwert der zwei Medien in einem Wärmetauscher
COP	-	Effizienz des Heizbetriebs
Cr	-	Verhältnis der Wasserwerte
$Cr_{ht,cond,i}$	-	Verhältnis der Wasserwerte im Ht-Kondensator im Bereich i
cp_{cw}	kJ/kg·K	spez. Wärmekapazität des Kaltwassers
cp_{cw}	kJ/kg·K	spez. Wärmekapazität des Kühlwassers
$cp_{ht,cond,i}$	kJ/kg·K	spez. Wärmekapazität des Kältemittels im HT-Kondensator im Bereich i
$cp_{ht,int,in}$	kJ/kg·K	spez. Wärmekapazität des Kältemittels am Eintritt des internen Wärmetauschers, Niederdruckseite, HT-Stufe
d	m	Rohrdurchmesser
$E_{ht,cond,i}$	-	Effektivität des im Ht-Kondensators im Bereich i
$E_{ht,int}$	-	Effektivität des internen Wärmetauschers, HT-Stufe
EER	-	Effizienz des Kältebetriebs
$f_{Leistungsgrad,ht}$	-	Korrekturfaktor der elektrischen Leistung der HT-Verdichter zur Berücksichtigung des Leistungsgrades
$f_{Leistungsgrad,lt}$	-	Korrekturfaktor der elektrischen Leistung des NT-Verdichters zur Berücksichtigung des Leistungsgrades
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
$h_{ht,comp,in}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdichtereintritt, HT-Stufe
$h_{ht,cond,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Kondensatoraustritt, HT-Stufe
$h_{ht,evap,in}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdampfereintritt, HT-Stufe

Anhang A: Formelzeichen und Abkürzungen

$h_{ht,evap,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdampferaustritt, HT-Stufe
$h_{ht,int,hp,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Austritt des internen Wärmetauschers, Hochdruckseite, HT-Stufe
$h_{lt,cond,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Kondensatoraustritt, NT-Stufe
$h_{lt,evap,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdampferaustritt, NT-Stufe
$h_{lt,evap,in}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdampfereintritt, NT-Stufe
$h_{lt,comp,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Verdichteraustritt, NT-Stufe
$h_{lt,eco,mp,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittelbypassstroms am Economizeraustritt, NT-Stufe
$h_{lt,eco,mp,in}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittelbypassstroms am Economizereintritt, NT-Stufe
$h_{lt,eco,out}$	kJ/kg	Enthalpie des Kältemittels am Economizertaustritt, NT-Stufe
H	mWs	Förderhöhe
k_{el}	€/kWh	Strompreis für Rückkühlanlage
k_{PI}	-	Korrekturfaktor Planung- und Installationskosten
k_{ZK}	-	Korrekturfaktor zweikreisige Ausführung
k_{ZS}	-	Korrekturfaktor zweistufige Ausführung
K_{inv}	€/kw	Leistungsspezifische Investitionskosten
$K_{verbrauch}$	€/a	Arbeitspezifische Kosten des Rückkühlwerks
l	m	Rohrlänge
$Leistungsgrad_{NT}$	%	Leistungsgrad des NT-Verdichters
$Leistungsgrad_{HT}$	%	Leistungsgrad der HT-Verdichter
$m_{ht,corr}$	-	Korrekturfaktor Massenstrom HT-Stufe
$m_{lt,corr}$	-	Korrekturfaktor Massenstrom NT-Stufe
\dot{m}_{ht}	kg/s	Massenstrom der HT-Stufe
$\dot{m}_{lt,cond}$	kg/s	Massenstrom der NT-Stufe durch den Kondensator
$\dot{m}_{lt,eco}$	kg/s	Massenstrom der NT-Stufe durch den Economizer
$\dot{m}_{lt,evap}$	kg/s	Massenstrom der NT-Stufe durch den Verdampfer
n	1/s	Drehzahl
$NTU_{ht,cond,i}$	-	NTU-Wert des HT-Kondensators im Bereich i
NTU	-	number of transfer units
P	W	Antriebsleistung
$p_{ht,cond,crit}$	bar	kritischer Druck (bei $t_{ht,cond,crit} = 90\text{ °C}$)
$p_{ht,cond,out}$	bar	Druck des Kältemittels am Kondensatoraustritt, HT-Stufe
$p_{ht,evap}$	bar	Verdampfungsdruck der HT Stufe

Anhang A: Formelzeichen und Abkürzungen

$p_{lt,cond}$	bar	Kondensationsdruck der NT-Stufe
$p_{lt,eco,bypass}$	bar	Druck des Kältemittelbypassstroms, NT-Stufe
$p_{lt,evap,out}$	bar	Ansaugdruck des NT-Verdichters
PF_h	-	Performance Factor der Heizenergie
PF_c	-	Performance Factor der Kälteenergie
$P_{el,ht}$	kW	elektrische Leistungsaufnahme des HT-Verdichters bei 100% Leistung
$P_{el,lt}$	kW	elektrische Leistungsaufnahme des NT-Verdichters bei 100% Leistung
P_{el}	W	elektrische Leistung
q_p	m ³ /s	Durchflussmenge im Primärkreis
q_s	m ³ /s	Durchflussmenge im Sekundärkreis
Q	m ³ /s	Fördervolumenstrom
\dot{Q}	kW	übertragene Wärmeleistung in einem Wärmetauscher
\dot{Q}_{12}	kW	übertragene Wärmeleistung in einem Wärmetauscher
$\dot{Q}_{heating,i}$	kW	Im HT-Kondensator im Bereich i übertragene Wärmeleistung
$\dot{Q}_{heating}$	kW	Heizleistung im Kondensator
$\dot{Q}_{ht,int,max}$		Maximal am internen Wärmetauscher übertragbare Leistung, HT-Stufe
$\dot{Q}_{ht,int}$	kW	Am internen Wärmetauscher übertragene Leistung, HT-Stufe
$\dot{Q}_{cascade}$	kW	Am Kaskadenwärmetauscher übertragene Wärmeleistung
$\dot{Q}_{cooling}$	kW	Kälteleistung im Verdampfer
\dot{Q}_{eco}	kW	Am Economizer übertragene Wärmeleistung
\dot{Q}_{max}	W	Maximal übertragbare Wärmeleistung
$Q_{cooling}$	kWh/a	Jährlich abgenommene Kälteenergie
$r_{0,ht}$	kJ/kg	Verdampfungsenthalpie
Re	-	Reynolds-Zahl
SPF_h	-	Seasonal Performance Factor der Heizenergie
SPF_c	-	Seasonal Performance Factor der Kälteenergie
$t_{ht,comp,out}$	°C	Heißgastemperatur der NT-Stufe
$t_{ht,cond,out}$	°C	Temperatur des Kältemittels am Kondensatoraustritt, HT-Stufe
$t_{ht,evap,out}$	°C	Temperatur des Kältemittels am Verdampferaustritt, HT-Stufe
$t''_{ht,evap}$	°C	Sättigungstemperatur des Kältemittels am Verdampferaustritt, HT-Stufe
$t_{ht,in,i}$	°C	Eintrittstemperatur des Kältemittels in den HT-Kondensator Bereich i

Anhang A: Formelzeichen und Abkürzungen

$t_{ht,out,i}$	°C	Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem HT-Kondensator Bereich i
$t_{hw,cond,in}$	°C	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator
$t_{hw,cond,out}$	°C	Austrittstemperatur des Kühlwassers aus dem Kondensator
$t_{hw,in,i}$	°C	Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den HT-Kondensator Bereich i
$t_{hw,out,i}$	°C	Austrittstemperatur des Kühlwassers aus dem HT-Kondensator Bereich i
t_{Bypass}	°C	Temperatur im Bypass, entspricht Kondensatoraustrittstemperatur des Kühlwassers
t_{FW_RL}	°C	Temperatur im Fernwärmerücklauf
t_R	°C	Rücklauftemperatur im Sekundärnetz
$t_{cw,evap,in}$	°C	Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer
$t_{cw,evap,out}$	°C	Austrittstemperatur des Kaltwassers in den Verdampfer
$t_{lt,evap,in}$	°C	Eintrittstemperatur des Kältemittels in den NT-Verdampfer
$t_{lt,comp,out}$	°C	Heißgastemperatur der NT-Stufe
$t_{lt,eco,out}$	°C	Enthalpie des Kältemittels am Economizeraustritt, NT-Stufe
t_p	°C	Vorlauftemperatur im Primärnetz
t_v	°C	Vorlauftemperatur im Sekundärnetz
ρ_{cw}	kg/m ³	Dichte des Kaltwassers
$\tau_{BP,ref}$	a	Referenzzeit bis Break-Even bei Ausgangsbedingungen
$\tau_{a,ref}$	a	Referenzamortisationszeit bei Ausgangsbedingungen
τ_a	a	Amortisationszeit in Jahren
$T_{h,in}$	K	Eintrittstemperatur des heißen Mediums
$T_{c,in}$	K	Eintrittstemperatur des kalten Mediums
U	W/m ² ·K	U-Wert
$U_{ht,cond,1}$	W/m ² ·K	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Überhitzung
$U_{ht,cond,2}$	W/m ² ·K	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Zweiphasengebiet
$U_{ht,cond,3}$	W/m ² ·K	Wärmedurchgangskoeffizient HT-Kondensator, Unterkühlung
$U_{ht,cond,i}$	W/m ² ·K	U-Wert des HT-Kondensators im Bereich i
\dot{V}	m ³ /s	Fördervolumenstrom
\dot{V}_{hw}	m ³ /s	Volumenstrom Kühlwasser
\dot{V}_{Bypass}	m ³ /s	Volumenstrom im Bypass
\dot{V}_{FW_RL}	m ³ /s	Von Primärpumpe geförderter Volumenstrom
\dot{V}_{cw}	m ³ /s	Volumenstrom Kaltwasser

Anhang A: Formelzeichen und Abkürzungen

\dot{V}_p	m ³ /s	Fördervolumenstrom der Pumpe im Betriebspunkt
\dot{V}_a	m ³ /s	Fördervolumenstrom der Anlage im Betriebspunkt
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
ΔH	mWs	Druckdifferenz zwischen Primärvor- und rücklauf
Δp	bar	Differenzdruck
Δp_{SRV}	bar	Druckverlust über das Mengenreguliertventil
Δp_V	bar	Druckverlust über Regelventil
Δp_l	bar	Druckverlust über den Verbraucher
Δp_p	bar	Differenzdruck der Pumpe im Betriebspunkt
Δp_a	bar	Differenzdruck der Anlage im Betriebspunkt
$\Delta p_{ht, evap}$	bar	Druckverlust im HT-Verdampfer
$\Delta p_{ht, cond}$	bar	Druckverlust im HT-Kondensator
$\Delta p_{ht, int}$	bar	Druckverlust im internen HT-Wärmetauscher
$\Delta p_{lt, cond}$	bar	Druckverlust im NT-Kondensator
$\Delta p_{lt, eco}$	bar	Druckverlust im NT-Economizer
$\Delta p_{lt, evap}$	bar	Druckverlust im NT-Verdampfer
$\Delta t_{ht, evap, sup}$	K	Sauggasüberhitzung HT-Stufe
$\Delta t_{lt, cond, sub}$	K	Flüssigkeitsunterkühlung NT-Stufe
$\Delta t_{lt, evap, in}$	K	Grädigkeit zwischen Kaltwasseraustritt und Kältemiteleintritt im NT-Verdampfer
$\Delta t_{lt, evap, sup}$	K	Sauggasüberhitzung NT-Stufe
$\Delta \vartheta_m$	K	logarithmische Temperaturdifferenz
$\Delta \vartheta_L$	K	Temperaturdifferenz auf linker Seite des Wärmetauschers
$\Delta \vartheta_R$	K	Temperaturdifferenz auf rechter Seite des Wärmetauschers
ε	-	Effektivität eines Wärmetauschers
λ	-	Rohrreibungszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
τ_{BP}^*	.	relativer Break Even Point in Jahren
τ_a^*	-	relative Amortisationszeit in Jahren
ϑ'_1	°C	Eintrittstemperatur Medium 1
ϑ''_1	°C	Austrittstemperatur Medium 1
ϑ'_2	°C	Eintrittstemperatur Medium 2
ϑ''_2	°C	Austrittstemperatur Medium 2
ζ	-	Druckverlustbeiwert

ANHANG B: INVESTITIONSKOSTEN

Tabelle B-1: Komponentenliste Einspeise-/Entnahmehydraulik, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Preis gesamt [€]
PM_AA_1, PM_AA_2, PM_AA_3, PM_AA_4, PM_AA_5	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser 80 mm Nenndruck 40 bar		4000	20000
WS_PZ_4, WS_PZ_5, WS_PZ_6	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser 80 mm Nenndruck 40 bar		2600	7800
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material Edelstahl		1000	1000
Summe						28800

Tabelle B-2: Komponentenliste Einspeise-/Entnahmehydraulik, 100 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
PM_AA_1, PM_AA_2, PM_AA_3, PM_AA_4, PM_AA_5	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser 50 mm Nenndruck 40 bar		2200	11000
WS_PZ_4, WS_PZ_5, WS_PZ_6	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser 50 mm Nenndruck 40 bar		900	2700
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material Edelstahl		800	800
Summe						14500

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-3: Komponentenliste Einspeise-/Entnahmehydraulik, 500 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
PM_AA_1, PM_AA_2, PM_AA_3, PM_AA_4, PM_AA_5	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	8000	40000
WS_PZ_4, WS_PZ_5, WS_PZ_6	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	6000	18000
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		1300	1300
Summe							59.300

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-4: Komponentenliste Kondensatorkreis:Standardvariante, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	30	kW	12000	24000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	3	kW	3000	3000
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	8	Durchmesser Nenndruck	80 40	mm bar	4000	32000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	80 40	mm bar	2600	13000
Hydr. Weiche	Hydraulische Weiche	1	Durchsatz Nenndruck	30 40	m³/h bar	8000	8000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	2,2	kW	4000	4000
MK_MI_1	Dreiwegventil Sekundärkreis	1	Durchmesser Nenndruck	100 40	mm bar	5500	5500
	Stellantrieb	1				4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		3000	3000
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				10000	10000
Summe							106500

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-5: Komponentenliste Kondensatorkreis:Standardvariante, 100 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	15	kW	7000	14000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	1,5	kW	1800	1800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	8	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	2200	17600
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	900	4500
Hydr. Weiche	Hydraulische Weiche	1	Durchsatz Nenndruck	15 40	m³/h bar	6000	6000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	1,1	kW	2400	2400
MK_MI_1	Dreiwegventil Sekundärkreis	1	Durchmesser Nenndruck	65 40	mm bar	3200	3200
	Stellantrieb	1				4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		2500	2500
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				9000	9000
Summe							65000

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-6: Komponentenliste Kondensatorkreis:Standardvariante, 500 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	55	kW	20000	40000
WS_PU_3, WS_PU_4	Pumpe Primärkreis klein	2	Leistung	10	kW	6400	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	8	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	8000	64000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	6000	30000
Hydr. Weiche	Hydraulische Weiche	1	Durchsatz Nenndruck	65 40	m³/h bar	11000	11000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	5,5	kW	5000	5000
MK_MI_1	Dreiwegventil Sekundärkreis	1	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	8000	8000
	Stellantrieb	1				4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		3500	3500
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				12000	12000
Summe							190300

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-7: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Durchgangsventil, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	30 kW	12000	24000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	3 kW	3000	3000
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser Nenndruck	80 mm 40 bar	4000	20000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	80 mm 40 bar	2600	13000
	Durchgangsventil	2	Durchmesser Nenndruck	65 mm 40 bar	6400	6400
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	2,2 kW	4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl	3000	3000
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1			10000	10000
Summe						83400

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-8: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Durchgangsventil, 100 kW
Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	15	kW	7000	14000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	1,5	kW	1800	1800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser	50	mm	2200	11000
			Nenndruck	40	bar		
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser	50	mm	900	4500
			Nenndruck	40	bar		
	Durchgangsventil	2	Durchmesser	50	mm	5400	5400
			Nenndruck	40	bar		
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	1,1	kW	2400	2400
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		2500	2500
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				9000	9000
Summe							50600

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-9: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Durchgangsventil, 500 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	55 kW	20000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	2	Leistung	10 kW	6400	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser	150 mm	8000	40000
			Nenndruck	40 bar		
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser	150 mm	6000	30000
			Nenndruck	40 bar		
	Durchgangsventil	2	Durchmesser	80 mm	3500	3500
			Nenndruck	40 bar		
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	5,5 kW	5000	5000
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl	3500	3500
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheits-einrichtungen)	1			12000	12000
Summe	Summe					150300

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-10: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Drehzahlregelung, 200 kW
Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	30	kW	12000	24000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	3	kW	3000	3000
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser Nenndruck	80 40	mm bar	4000	20000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	80 40	mm bar	2600	13000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		2800	2800
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				10000	10000
Summe							72800

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-11: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Drehzahlregelung, 100 kW
Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	15 kW	7000	14000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	1,5 kW	1800	1800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser Nenndruck	50 mm 40 bar	2200	11000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	50 mm 40 bar	900	4500
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl	2400	2400
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1			8500	8500
Summe						42200

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-12: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Drehzahlregelung, 500 kW
Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	55	kW	20000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	2	Leistung	10	kW	6400	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3, MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	5	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	8000	40000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3, MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	5	Durchmesser Nenndruck	150 40	mm bar	6000	30000
	Rohrleitungen (Rohre, T- Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl		3200	3200
	Sonstiges (Y- Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				11000	11000
Summe							137000

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-13: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Trennwärmetauscher, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	30	kW	1200 0	24000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	3	kW	3000	3000
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	3	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	4000	12000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	2600	7800
	Wärmetauscher	1	Durchsatz Nenndruck	30 40	m³/h bar	5000	5000
MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	2	Durchmesser Nenndruck	80 6	mm bar	1500	3000
MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	2	Durchmesser Nenndruck	80 6	mm bar	600	1200
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	2,2	kW	4000	4000
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material		Edelstahl , Kupfer	2000	2000
	Druckhalteeinrichtung	1				3000	3000
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheits- einrichtungen)	1				1100 0	11000
							76000

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-14: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Trennwärmetauscher, 100 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	15	kW	7000	14000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	1	Leistung	1,5	kW	1800	1800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	3	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	2200	6600
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	50 40	mm bar	900	2700
	Wärmetauscher	1	Durchsatz Nenndruck	30 40	m³/h bar	3000	3000
MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	2	Durchmesser Nenndruck	50 6	mm bar	1500	3000
MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	2	Durchmesser Nenndruck	50 6	mm bar	340	680
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	1,1	kW	2400	2400
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material		Edelstahl, Kupfer	1500	1500
	Druckhalteeinrichtung	1				3000	3000
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherungseinrichtungen)	1				9900	9900
Summe							48580

Tabelle B-15: Komponentenliste Kondensatorkreis: Variante Trennwärmetauscher, 500 kW Kälteleistung

Anhang B: Investitionskosten

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen	Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
WS_PU_1, WS_PU_2	Pumpe Primärkreis groß	2	Leistung	55 kW	20000	40000
WS_PU_3	Pumpe Primärkreis klein	2	Leistung	10 kW	6400	12800
WS_AA_1, WS_AA_2, WS_AA_3	Absperrventile (Motor)	3	Durchmesser Nenndruck	80 mm 40 bar	8000	24000
WS_PZ_1, WS_PZ_2, WS_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	80 mm 40 bar	6000	18000
	Wärmetauscher	1	Durchsatz Nenndruck	30 m³/h 40 bar	10500	10500
MK_AA_1, MK_AA_2	Absperrventile (Motor)	2	Durchmesser Nenndruck	150 mm 6 bar	3000	6000
MK_PZ_1, MK_PZ_2	Absperrventile (Hand)	2	Durchmesser Nenndruck	150 mm 6 bar	1500	3000
MK_PU_1	Pumpe Sekundärkreis	1	Leistung	5,5 kW	5000	5000
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl, Kupfer	2500	2500
	Druckhalteeinrichtung	1			3000	3000
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherungseinrichtungen)	1			13200	13200
Summe						138000

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-16: Komponentenliste Grundhydraulik, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
MV_PU_1,	Pumpe Verdampferkreis	1	Leistung	1,5	kW	3000	3000
QK_PU_1	Pumpe Abnehmerkreis	1	Leistung	2,2	kW	3200	3200
MV_PZ_1, MV_PZ_2, MV_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	100 16	mm bar	900	2700
MV_MI_1, QK_MI_1	Dreiwegsventil	2	Durchmesser Nenndruck	65 10	mm bar	640	1280
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl, Kupfer		2500	2500
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheids-einrichtungen)	1				5000	5000
Summe							17680

Tabelle B-17: Komponentenliste Grundhydraulik, 100 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
MV_PU_1,	Pumpe Verdampferkreis	1	Leistung	0,75	kW	2400	2400
QK_PU_1	Pumpe Abnehmerkreis	1	Leistung	1,1	kW	2700	2700
MV_PZ_1, MV_PZ_2, MV_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	65 16	mm bar	600	1800
MV_MI_1, QK_MI_1	Dreiwegsventil	2	Durchmesser Nenndruck	50 10	mm bar	450	900
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl, Kupfer		2000	2000
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheids-einrichtungen)	1				4000	4000
Summe							13800

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-18: Komponentenliste Grundhydraulik, 500 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngroßen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Kosten gesamt [€]
MV_PU_1,	Pumpe Verdampferkreis	1	Leistung	2x2,2	kW	6000	6000
QK_PU_1	Pumpe Abnehmerkreis groß	1	Leistung	2x2,2	kW	6000	6000
QK_PU_2	Pumpe Abnehmerkreis klein	1	Leistung	1,1	kW	2700	2700
MV_PZ_1, MV_PZ_2, MV_PZ_3	Absperrventile (Hand)	3	Durchmesser Nenndruck	150 16	mm bar	1500	4500
MV_MI_1, QK_MI_1	Dreiwegsventil	2	Durchmesser Nenndruck	100 10	mm bar	1300	2600
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl, Kupfer		3500	3500
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheits-einrichtungen)	1				6500	6500
Summe							31800

Anhang B: Investitionskosten

Tabelle B-19: Komponentenliste Künstliche Last, 200 kW Kälteleistung

Bezeichnung	Beschreibung	Anzahl [#]	Kenngrößen		Stück	Preis pro Stück [€/#]	Preis gesamt [€]
	Wärmetauscher	1	Leistung	1,5	kW	3400	3400
QW_PZ_1, QW_PZ_2, QW_PZ_3, QW_PZ_4, QW_PZ_5, QW_PZ_6, QW_PZ_7	Absperrventile (Hand)	7	Durchmesser Nenndruck	100 16	mm bar	1200	8400
QK_AA_1, QK_AA_2	Absperrventile (Motor)	2	Durchmesser Nenndruck	100 16	mm bar	2500	5000
QW_MI_1	Dreiwegsventil	1	Durchmesser Nenndruck	65 10	mm bar	640	640
	Rohrleitungen (Rohre, T-Stücke, Eckstücke)	1	Material	Edelstahl, Kupfer		2500	2500
	Sonstiges (Y-Filter, Sicherheits-einrichtungen, WMZ)	1				2000	2000
Summe							21940