

Simulative Fallstudie zur Systemeffizienz und Klimawirksamkeit von R32 und R290 in reversiblen Luft-Wasser-Wärmepumpen

Masterarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science in Engineering

Fachhochschule Vorarlberg

Nachhaltige Energiesysteme

Betreut von Dr. Peter Kepplinger

Vorgelegt von Lutz Weigel B.Eng.

Dornbirn, August 2022

Kurzreferat

Simulative Fallstudie zur Systemeffizienz und Klimawirksamkeit von R32 und R290 in reversiblen Luft-Wasser-Wärmepumpen

Wärmepumpen werden als vielversprechende Lösung zur Dekarbonisierung des Gebäudesektors angesehen. Konventionelle Kältemittel, die als direkte Emissionen aus Wärmepumpensystemen austreten, stellen insbesondere vor dem Hintergrund steigender Installationszahlen ein relevantes Treibhauspotenzial dar. Natürliche Kältemittel verfügen über ein geringes Treibhauspotenzial und können daher zur Substitution konventioneller Kältemittel verwendet werden. Dennoch werden sie bislang nicht im großen Maßstab eingesetzt. Es bedarf weiterer Studien und Anreize, um den Einsatz natürlicher Kältemittel voranzubringen. In dieser Fallstudie erfolgt anhand eines Referenzprojektes ein simulativer Vergleich zweier reversibler Luft-Wasser-Wärmepumpen. Im Referenzfall wird das konventionelle Kältemittel R32 verwendet, als Alternative dient das natürliche Kältemittel R290. Die beiden Systeme werden hinsichtlich ihrer Effizienz, Klimawirksamkeit und Wirtschaftlichkeit verglichen. Die notwendigen Berechnungen basieren auf einem kalibrierten Simulationsmodell des Gebäudes und der Anlage. Die Ergebnisse zeigen einen energetischen und ökologischen Vorteil für R290. Im Heizbetrieb, der den Hauptteil des thermischen Energiebedarfs im Referenzprojekt ausmacht, erreicht die Wärmepumpe mit R290 eine um 9% höhere Jahresarbeitszahl. Im Gegensatz dazu erzielt die R32-Wärmepumpe eine um 12% höhere Jahresarbeitszahl im Kühlbetrieb. Durch die höhere Effizienz im Heizbetrieb und das niedrigere Treibhauspotenzial des Kältemittels liegen die Emissionen durch den Betrieb der R290-Wärmepumpe um 17% unter denen der R32-Wärmepumpe. Der wirtschaftliche Vergleich der beiden Systeme fällt aufgrund höherer Investitionskosten zum Nachteil der R290-Wärmepumpe aus.

Schlagwörter: Simulation, Kalibrierung, Luft-Wasser-Wärmepumpe, Natürliche Kältemittel, Effizienz, Klimawirksamkeit, TEWI, GWP, Wirtschaftlichkeit

Abstract

Simulative case study of system efficiency and climate effectiveness of R32 and R290 in reversible air-to-water heat pumps

Heat pumps are seen as a promising solution for decarbonizing the building sector. Conventional refrigerants, which are emitted directly from heat pump systems, represent a relevant global warming potential, especially against the background of increasing installation numbers. Natural refrigerants have a lower global warming potential and can therefore be used as substitutes for conventional refrigerants. Nevertheless, they have not yet been used on a large scale. Further studies and incentives are needed to promote the use of natural refrigerants. In this case study, a simulative comparison of two reversible air-to-water heat pumps is made based on a reference project. In the reference case, the conventional refrigerant R32 is used, while the natural refrigerant R290 is used as an alternative. The two systems are compared in terms of their efficiency, climate effectiveness and cost-effectiveness. The necessary calculations are based on a calibrated simulation model of the building and the system. The results show an energetic and ecological advantage for R290. In the heating operation, which accounts for the main part of the thermal energy demand in the reference project, the heat pump with R290 achieves a 9% higher annual performance factor. In contrast, the R32 heat pump achieves a 12% higher annual performance factor in cooling mode. Due to the higher efficiency in heating mode and the lower global warming potential of the refrigerant, emissions from the operation of the R290 heat pump are 17% lower than those of the R32 heat pump. The economic comparison of the two systems is to the disadvantage of the R290 heat pump due to higher investment costs.

Keywords: Simulation, Calibration, Air-to-water heat pump, Natural refrigerants, Efficiency, Climate effectiveness, TEWI, GWP, Cost-effectiveness

Inhalt

| D | arstell | ungen | 6 |
|---|---------|-----------------------------|----|
| A | bkürzı | ungen | 9 |
| N | omenl | klatur | 10 |
| 1 | Ein | leitung | 13 |
| | 1.1 | Motivation und Ausgangslage | 13 |
| | 1.2 | Situationsanalyse | 15 |
| | 1.3 | Zielsetzung und Methodik | 23 |
| 2 | Ref | erenzobjekt | 25 |
| | 2.1 | Beschreibung | 25 |
| | 2.2 | Modellbildung | 28 |
| | 2.2. | 1 Gebäude | 28 |
| | 2.2. | 2 Anlage | 29 |
| | 2 | .2.2.1 Lüftungsgerät | 31 |
| | 2 | .2.2.2 Pufferspeicher | 34 |
| | 2 | .2.2.3 Regelung | 35 |
| 3 | Kal | ibrierung Wärmepumpe | 37 |
| | 3.1 | Mathematisches Modell | 37 |
| | 3.2 | Parameteridentifikation | 40 |
| | 3.3 | Methodik | 41 |
| | 3.4 | Eingangsdaten | 45 |
| | 3.4. | 1 R32-WP | 45 |
| | 3.4. | 2 R290-WP | 46 |
| | 3.5 | Ergebnisse | 46 |
| | 3.5. | 1 R32-WP | 46 |
| | 3.5. | 2 R290-WP | 51 |
| 4 | Kal | ibrierung System | 55 |
| | 4.1 | Methodik und Eingangsdaten | 55 |
| | 4.2 | Ergebnisse | 61 |
| 5 | Мо | dellvalidierung | 66 |

| | 5.1 | Methodik und Eingangsdaten | 66 | |
|---|---------------------------|------------------------------|----|--|
| | 5.2 | Ergebnisse | 68 | |
| 6 | Vari | antenvergleich | 74 | |
| | 6.1 | Methodik | 74 | |
| | 6.2 | Ergebnisse | 76 | |
| 7 | Disl | kussion und Schlussfolgerung | 82 | |
| 8 | Zus | Zusammenfassung 89 | | |
| L | ∟iteratur | | 90 | |
| A | Anhang 9 | | 94 | |
| Е | Eidesstattliche Erklärung | | | |

Darstellungen

| Abbildung 1: Schematische Darstellung des Kaltdampfkompressionsprozesses (V: Verdampfer, K: Kondensator). Eigene Darstellung nach [13] |
|--|
| Abbildung 2: Generationen in der Entwicklung von Kältemittel von 1830 bis heute. Eigene Darstellung nach [14] |
| Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Niedrig-GWP-Kältemittel. Eigene Darstellung nach [6] |
| Abbildung 3: Vereinfachtes Systemschema mit den Positionen der Sensoren in der Referenzanlage anhand des realen Installationsschemas [38] |
| Tabelle 2: Technische Spezifikationen der Wärmepumpenmodelle nach Herstellerunterlagen [38] 27 |
| Abbildung 4: Darstellung der Leistungszahlen der beiden Wärmepumpen im Heizbetrieb (links) und Kühlbetrieb (rechts) nach Herstellerunterlagen [38] |
| Abbildung 5: Vergleich der Leitwerte des Simulationsmodells in IDA ICE mit dem Energieausweis (EAW) nach [40] |
| Abbildung 6: Bildschirmaufnahme des Anlagenschemas in IDA ICE |
| Abbildung 7: Berechnungslogik im Makro zur Regelung des Volumenstroms im Lüftungsgerät 33 |
| Tabelle 3: Parameter der Komponenten der Lüftungsgeräte in IDA ICE nach Herstellerunterlagen [38]. |
| Tabelle 4: Darstellung der Betriebsmodi der Wärmepumpen in Abhängigkeit der Außentemperatur 36 |
| Tabelle 5: Bekannte und unbekannte Modellparameter im Wärmepumpenmodell in IDA ICE41 |
| Abbildung 8: Ablaufdiagramm der Vorgehensweise bei der Optimierung |
| Tabelle 6: Verfügbare Betriebspunkte für die R32-WP nach Herstellerunterlagen |
| Tabelle 7: Verfügbare Betriebspunkte für die R290-WP nach Herstellerunterlagen |
| Abbildung 9: Ergebnisse der Optimierungstudie der R32-WP für das Modell der Wärmepumpe (links) und der Kältemaschine (rechts) |
| Tabelle 8: Parameter des Wärmepumpenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R32-WP 48 |
| Tabelle 9: Parameter des Kältemaschinenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R32-WP 48 |
| Abbildung 10: Darstellung des <i>COP</i> der R32-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung |
| Abbildung 11: Darstellung des <i>EER</i> der R32-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung |
| Abbildung 12: Ergebnisse der Optimierungsstudie der R290-WP für das Modell der Wärmepumpe (links) und der Kältemaschine (rechts) |

| Tabelle 10: Parameter des Wärmepumpenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R290-WP. 52 |
|--|
| Tabelle 11: Parameter des Kältemaschinenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R290-WP.52 |
| Abbildung 13: Darstellung des <i>COP</i> der R290-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung |
| Abbildung 14: Darstellung des <i>EER</i> der R290-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung |
| Tabelle 12: Messdaten aus der GLT, die zur Systemkalibrierung verwendet werden |
| Tabelle 13: Einsatz der Messdaten in der Systemkalibrierung in IDA ICE. 58 |
| Abbildung 15: Regelschema des Reglers zur Abschätzung der internen Lasten im Gebäude 60 |
| Abbildung 16: Temperaturverläufe im Lüftungsgerät aus den GLT-Daten im Vergleich zu den Simulationsmodellen |
| Abbildung 17: Volumenstromverläufe aus den GLT-Daten im Vergleich zu den Simulationsmodellen. 64 |
| Abbildung 18: Täglicher Verlauf der aufgewendeten thermischen Energie <i>Q</i> sup im Zuluftstrang beider Lüftungsgeräte |
| Abbildung 19: Kennfelder für die elektrische (links) und thermische (rechts) Leistung der R32-WP im Heizmodus. Darstellung erstellt mit dem Onlinetool in [45] |
| Tabelle 14: Identifizierte Kennfeldparameter f G9 |
| Abbildung 20: Vergleich des realen täglichen elektrischen Energiebedarfs zum Betrieb der Wärmepumpen mit den Berechnungsmodellen |
| Abbildung 21: Boxplot der Verteilungen der unterschiedlichen Modelle für den elektrische Energiebedarf (links) und die thermische Energie zum Heizen (rechts) |
| Abbildung 22: Vergleich der thermischen Energie, die durch die Wärmepumpen im Heizmodus in den unterschiedlichen Berechnungsmodellen erzeugt wird |
| Abbildung 23: Vergleich der thermischen Energie, die durch die Wärmepumpen im Kühlmodus in den unterschiedlichen Berechnungsmodellen erzeugt wird |
| Abbildung 24: Elektrischer Energiebedarf (links) und Arbeitszahl (rechts) im Heiz- und Kühlbetrieb für den Zeitraum von Februar bis März |
| Tabelle 15: Übersicht der Parameter für den Variantenvergleich |
| Abbildung 25: Anteile des jährlichen thermischen Energiebedarfs der Basisvariante. Unterteilt nach dem gesamten Heiz- und Kühlbedarf (links), der Verteilung des Heizbedarfs auf Heizregister und Wärmeübertrager (WRG) (Mitte) und der Verteilung des Kühlbedarfs auf Kühlregister und Wärmeübertrager (KRG) (rechts) |

| Abbildung 26: Vergleich des jährlichen elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpen für die |
|--|
| unterschiedlichen Varianten |
| Abbildung 27: Vergleich der JAZ im Heiz- und Kühlmodus der Basisvarianten und der optimierten |
| Varianten78 |
| Abbildung 28: Vergleich des TEWI der Basisvarianten und der optimierten Varianten für einen |
| Betrachtungszeitraum von 20 Jahren |
| Abbildung 29: Vergleich der jährlichen Annuitäten der Basisvarianten und der optimierten Varianten bei |
| unterschiedlichen Strompreisen |

Abkürzungen

| CO ₂ | Kohlenstoffdioxid |
|-----------------|--|
| F-Gase | Fluorierte Treibhausgase |
| FCKW | Fluorchlorkohlenwasserstoffe |
| GLT | Gebäudeleittechnik |
| HFKW | Teilfluorierte Kohlenwasserstoffe |
| KRG | Kälterückgewinnung |
| LCCP | Life cycle climate performance |
| R32 | Kältemittel R32 |
| R290 | Kältemittel Propan |
| R744 | Kältemittel CO ₂ |
| R1234yf | Kältemittel 2,3,3,3-Tetrafluoro-1-Propen |
| R1270 | Kältemittel Propen |
| UN | Vereinte Nationen |
| WP | Wärmepumpe |
| WRG | Wärmerückgewinnung |
| ZAMG | Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik |

Nomenklatur

Subskripte

| 'ABL | - | Bezug auf die Abluft |
|--------------|---|---|
| ·cool | - | Bezug auf den Kühlbetrieb |
| •est | - | Bezug auf das Kennfeldmodell |
| ·F | - | Bezug auf den Betrieb bei Volllast |
| ·g | - | Bezug auf die Zone Gastraum |
| 'heat | _ | Bezug auf den Heizbetrieb |
| 'IDA,data | _ | Bezug auf das Modell M_{data} |
| 'IDA,profile | _ | Bezug auf das Modell M_{profile} |
| 'k | _ | Bezug auf die Zone Küche |
| 'MODE | _ | Heiz- oder Kühlbetrieb |
| 'Rat | _ | Bezug auf den Auslegungsfall |
| real | _ | Bezug auf die GLT-Daten |
| 'ZUL | _ | Bezug auf die Zuluft |
| | | |

Formelzeichen

| A, D | - | Wärmepumpenparameter |
|-----------------------------|-----------------------------------|---|
| α | W m ⁻² K ⁻¹ | Wärmeübergangskoeffizient |
| $\alpha_{ m rec}$ | % | Recyclingfaktor |
| B, C, E, F | % | Verdichterparameter |
| β | kg _{CO2e} kWh⁻¹ | Emissionsfaktor Strom |
| $C_{0} - C_{9}$ | _ | Kennfeldparameter |
| c _{ctrl} | - | Regelsignal |
| C _{ctrl,venti} | _ | Betriebssignal Ventilator |
| C _{p,air} | _ | Spezifische Wärmekapazität der Luft |
| СОР | _ | Leistungszahl (coefficient of performance) |
| $\Delta p_{\mathrm{venti}}$ | Pa | Differenzdruck über den Ventilator |
| $\Delta T_{\rm c}$ | К | Logarithmische Temperaturdifferenz im Kondensator |
| $\Delta T_{\rm e}$ | К | Logarithmische Temperaturdifferenz im Verdampfer |
| $\Delta T_{\rm liq}$ | К | Wasserseitige Temperaturdifferenz im Register |
| $\Delta T_{\rm venti}$ | К | Temperaturerhöhung durch den Ventilator |
| Eannual | kWh | Jährlicher Energiebedarf |
| EER | _ | Leistungszahl (energy efficiency ratio) |
| $\eta_{ m venti}$ | % | Systemwirkungsgrad des Ventilators |
| $\eta_{ m WRG}$ | % | Wirkungsgrad des Wärmeübertragers |
| G | _ | Teillastexponent |
| GWP | _ | Treibhauspotenzial (global warming potential) |
| JAZ | _ | Jahresarbeitszahl |
| k | W m ⁻² K ⁻¹ | Wärmedurchgangszahl |
| L _{annual} | % a ⁻¹ | Jährliche Leckrate |
| λ | W K ⁻¹ | Wärmeleitzahl |
| m | kg | Masse |
| $\dot{m}_{ m air}$ | kg s⁻¹ | Massenstrom der Luft |
| M _{data} | - | Simulationsmodell |

| $M_{\rm profile}$ | - | Simulationsmodell |
|-------------------------------------|--------------------|---|
| MotInAir | % | Anteil der Abwärme des Motors, die an die Luft übertragen wird |
| NBP | °C | Siedepunkt (normal boiling point) |
| ODP | _ | Ozonabbaupotenzial (ozone depletion potential) |
| P _{comp} | kW | Elektrische Verdichterleistung |
| P _{el,MODE} | kW | Elektrische Leistung der Wärmepumpe im Heiz- bzw. Kühlbetrieb |
| P _{min} | _ | Parameter zur Wahl des Teillastverhaltens |
| P _{venti} | kW | Elektrische Leistung des Ventilatormotors |
| PLF | - | Part load fraction |
| PLR | - | Part load ratio |
| $Q_{\rm cond}$ | kWh | Am Kondensator abgegebene thermische Energie |
| $\dot{Q}_{ m cond}$ | kW | Kondensatorleistung |
| \dot{Q}_{evap} | kW | Verdampferleistung |
| \dot{Q}_{fan} | kW | Thermische Leistung des Ventilatormotors |
| $\dot{Q}_{\text{gain,ext}}$ | kW | Thermische Leistung externer Wärmeeinträge in das Gebäude |
| $\dot{Q}_{gain,int}$ | kW | Thermische Leistung nterner Lasten im Gebäude |
| Ó _{loss} | kW | Thermische Verlustleistung des Gebäudes |
| <i>Q</i> _{MODE} | kW | Thermische Leistung der Wärmepumpe im Heiz- oder Kühlbetrieb |
| Q _{sup} | kWh | Über Lüftungsgerät zugeführte thermische Energie |
| \dot{Q}_{sup} | kW | Thermische Leistung des Luftvolumenstroms |
| Ö WRG | kW | Thermische Leistung der Wärmerückgewinnung |
| <i>Q</i> _{WP} | kW | Thermische Leistung der Wärmepumpen |
| r | m | Radius |
| $\rho_{\rm air}$ | kg m ⁻³ | Dichte der Luft |
| RMSE | | Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (Root-Mean-Square-Error) |
| $sig_{ m betrieb,WP}$ | _ | Betriebssignal der Wärmepumpen aus den GLT-Daten |
| $sig_{MODE,ventil,WP}$ | _ | Stellsignal des Umschaltventils |
| sig _{schedule} | _ | Steuersignal aus einem Zeitplan |
| sig _{ctrl,venti} | _ | Steuersignal für Ventilator |
| <i>sig</i> _{ctrl,MODE,WP} | - | Berechnetes Steuersignal für Heiz- bzw. Kühlbetrieb der Wärmepumpen |
| $sig_{ m ctrl,gain,int}$ | _ | Regelsignal für interne Lasten |
| SHR | _ | Leistungsverhältnis |
| SPF | _ | Arbeitszahl über einen bestimmten Zeitraum |
| TEWI | t _{CO2e} | Total equivalent warming impact |
| T _{AUL} | °C | Außenlufttemperatur |
| T _{ABL,out,min} | °C | Minimale abluftseitige Austrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager |
| T _{c,in} | °C | Wassertemperatur beim Eintritt in den Kondensator |
| T _{c,out} | °C | Wassertemperatur beim Austritt aus dem Kondensator |
| T _{e,in} | °C | Wassertemperatur beim Eintritt in den Verdampfer |
| T _{e,out} | °C | Wassertemperatur beim Austritt aus dem Verdampfer |
| T _{e,DB,in} | °C | Trockenkugeltemperatur der Luft beim Eintritt in den Verdampfer |
| T _{e,WB,in} | °C | Feuchtkugeltemperatur der Luft beim Eintritt in den Verdampfer |
| T _{cond} | °C | Kondensationstemperatur |
| T _{evap} | °C | Verdampfungstemperatur |
| T _{soll} | °C | Temperatursollwert |

| T _{ZUL,WRG,in} | °C | Zulufttemperatur beim Eintritt in den Wärmeübertrager |
|-----------------------------|--------------------|--|
| T _{ZUL,WRG,out} | °C | Zulufttemperatur beim Austritt aus dem Wärmeübertrager |
| U | kWh | Innere Energie eines Systems |
| <i>V</i> _{air} | m³ h-1 | Luftvolumenstrom |
| $\dot{V}_{ m air,measured}$ | m³ h ⁻¹ | Luftvolumenstrom (gemessen an Sensor) |
| $W_{\rm el}$ | kWh | Elektrische Energie |

1 Einleitung

Die Herausforderungen durch den Klimawandel erfordern ein Umdenken in sämtlichen Sektoren. Im Gebäudebereich ist vor allem die Erzeugung von Wärme noch stark auf fossilen Brennstoffen basiert. Dieses einleitende Kapitel präsentiert zunächst die Ausgangslage im Gebäudesektor anhand von Kennzahlen sowie politischen Rahmenbedingungen. Anschließend folgt eine Analyse des aktuellen Forschungsstandes. Daraus werden die Forschungsfragen, die im Rahmen dieser Arbeit beantwortet werden sollen sowie ein geeignetes Forschungskonzept abgeleitet. Den Abschluss des Kapitels bildet eine Übersicht über den Aufbau der Arbeit.

1.1 Motivation und Ausgangslage

Der Lagebericht [1] des Umweltprogramms der Vereinten Nationen (UN) von 2021 stellt fest, dass der Bau und Betrieb von Gebäuden im Jahr 2015 für 38% der weltweiten energiebezogenen Emissionen von Kohlenstoffdioxid (CO₂) verantwortlich war. Laut dem Bericht sind die Emissionen im Sektor Gebäude und Bauwesen nach dem Abkommen von Paris aus dem Jahr 2015 bis zum Jahr 2019 weiter gestiegen, bis sie im Jahr 2020 erstmalig auf das Niveau von 2007 sanken. Dies wird jedoch auf den Einfluss der Covid-19-Pandemie zurückgeführt. Es wird bemängelt, dass langfristige Fortschritte bei der Dekarbonisierung des Sektors weiterhin nur begrenzt zu erkennen sind [1].

Eine Betrachtung auf europäischer Ebene bestätigt diese Aussage und verdeutlicht den Einfluss von Gebäuden auf das Klima. Nahezu 50% des Endenergiebedarfs der Europäischen Union (EU) werden zum Heizen und Kühlen verwendet [2]. 80% dieses Bedarfs entfallen dabei auf die Beheizung und Kühlung von Gebäuden [2]. Die Deckung des gesamten Energiebedarfs zum Heizen und Kühlen erfolgt aktuell zu 75% durch fossile Energieträger, dies zeigt, dass die notwendige Dekarbonisierung des Sektors noch am Anfang steht [2]. Während der Anteil der erneuerbaren Energien in der Stromerzeugung steigt, gefährden die Emissionen aus dem Gebäudesektor die europäischen Klimaziele [3]. Daraus resultiert ein großes Potenzial zur Einsparung von Energie und Emissionen in diesem Sektor [4]. Als eine vielversprechende Möglichkeit, um in dieser Hinsicht Fortschritte erzielen zu können, gelten Wärmepumpen [3-7]. Durch Wärmepumpen kann die Wärmeversorgung elektrifiziert und damit ein energieeffizienter und emissionsarmer Heiz- und Kühlbetrieb von Gebäuden ermöglicht werden [3, 5-7]. Wärmepumpen bieten nicht nur den Vorteil, die Emissionen aus den Anwendungen zum Heizen und Kühlen zu reduzieren, sondern können darüber hinaus Flexibilitäten im Energiesystem bereitstellen, zur Aufwertung von Abwärme und der Bereitstellung von Wärme in Wärmenetzen dienen [5-8]. Damit stellen sie eine wichtige Technologie bei der Dekarbonisierung des Gebäudesektors und der Bewältigung der Probleme durch den Klimawandel dar [5-8]. Voraussetzung dafür ist allerdings - neben der Art der Wärmequelle und den Auslegungs- und Betriebsbedingungen – ein hoher Anteil erneuerbarer Energien im Strommix [1, 5, 7].

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Wärmepumpen und fossilen Wärmeerzeugern besteht in der Emissionsstruktur [7]. Die Emissionen von Wärmepumpen können sowohl direkter als auch indirekter Art sein [3]. Im Sinne einer ganzheitlichen Betrachtung muss neben den indirekten Emissionen, die aus dem Betrieb der Wärmepumpe resultieren, auch die direkte Wirkung durch den Austritt von Kältemittel aus der Anlage durch Leckagen oder Wartungsarbeiten berücksichtigt werden [3, 4, 7]. Durch Effizienzmaßnahmen, die den Energiebedarf von Gebäuden verringern sowie die Dekarbonisierung der Stromerzeugung werden die indirekten Emissionen abnehmen und der Einfluss der direkten Emissionen künftig steigen [4]. Die schädliche Klimawirksamkeit eines Kältemittels wird durch das Treibhauspotenzial (global warming potential, GWP) quantifiziert [3]. Das GWP beschreibt die Erwärmungswirkung des Kältemittels über einen bestimmten Zeitraum in Relation zu CO₂. Der übliche Betrachtungszeitraum im Kontext von Wärmepumpen beträgt 100 Jahre [3]. Konventionelle Kältemittel weisen ein hohes GWP auf und sind damit um ein vielfaches klimaschädlicher als CO_2 [4, 6]. Sie sind zumeist der Gruppe der fluorierten Treibhausgase (F-Gase) zuzuordnen [4, 6]. F-Gase werden künstlich hergestellt und wurden ursprünglich zum Ersatz von ozonabbauenden Stoffen entwickelt [9]. Durch das hohe GWP stellt die Emission von F-Gasen einen bedeutenden Umwelteinfluss dar [7]. Um den Anstieg der F-Gas-Emissionen zu begrenzen, wurde die EU-Verordnung Nr. 517/2014 (F-Gase-Verordnung) [10] erlassen. Die F-Gase-Verordnung basiert auf einem Quotensystem zur schrittweisen Reduzierung der Menge an teilfluorierten Kohlenwasserstoffen (HFKW), die Hersteller jährlich in Umlauf bringen dürfen [10]. Durch die Verordnung konnten die F-Gas-Emissionen reduziert werden, zudem rückten alternative Kältemittel stärker in den Fokus der Hersteller [9]. Da die angestrebten Emissionseinsparungen bis 2030 voraussichtlich dennoch verfehlt werden, wurde im Frühling 2022 von der Europäischen Kommission ein Vorschlag zur Verschärfung der F-Gase-Verordnung [9] vorgelegt. Der Entwurf weist explizit auf den Widerspruch zwischen einem notwendigen Wachstum im Bereich der Wärmepumpen und den Ambitionen zur Reduktion der F-Gas-Emissionen hin:

"Zur Erreichung der Klimaneutralität bedarf es politischer Initiativen, durch die die Energieeffizienz so weit wie möglich gesteigert und die direkten F-Gas-Emissionen begrenzt werden. Dies ist besonders deshalb wichtig, da alle Wärmepumpen mit F-Gasen, die heute in Betrieb genommen werden, durch Leckagen, die notwendige Wartung mit weiteren F-Gasen und durch mögliche Emissionen nach dem Eintreten in den Abfallstrom viele Jahre lang zu direkten Treibhausgasemissionen führen. Weil diese Emissionen nach Möglichkeit vermieden werden sollten, wurden spezifische Verbote für bestimmte Erzeugnisse in die Verordnung aufgenommen." [9]

Unter dem Eindruck des aktuellen Krieges in der Ukraine wird, neben der Notwendigkeit des Klimaschutzes, zusätzlich auch aus geopolitischer Sicht eine Abkehr von fossilen

Energieträgern forciert [9]. Konkret soll die Zahl der individuell zu installierenden Wärmepumpen in der EU in den nächsten fünf Jahren auf 10 Millionen Geräte verdoppelt werden [11].

Es kann festgehalten werden, dass Wärmepumpen eine entscheidende Rolle bei der Dekarbonisierung des Gebäudesektors zugetraut wird. Während die indirekten Emissionen aus dem Betrieb mit elektrischer Energie durch eine Dekarbonisierung des Stromsektors künftig reduziert werden, bedarf es Alternativen, um die direkten Emissionen durch die verwendeten Kältemittel zu reduzieren. Dabei wird eine Substitution konventioneller Kältemittel durch natürliche Kältemittel als Lösung dieser Problematik angesehen [3-7, 9]. Diese Kältemittel sind natürlichen Ursprungs und dementsprechend umweltfreundlich, da sie niedrige *GWP*-Werte aufweisen und nicht ozonschädigend wirken [6]. Beispiele für natürliche Kältemittel sind Ammoniak, CO₂, Wasser und Kohlenwasserstoffverbindungen [6].

Unter diesen Eindrücken soll in der vorliegenden Arbeit anhand eines Referenzprojektes untersucht werden, welchen Einfluss die Verwendung des natürlichen Kältemittels R290 auf die Effizienz des Referenzsystems sowie auf dessen Klimawirksamkeit hat. Als Referenz dient eine Anlage zum Heizen und Kühlen, die mit einer reversiblen Luft-Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R32 betrieben wird. R32 ist der Gruppe der fluorierten Kohlenwasserstoffe zuzuordnen und weist ein *GWP* von 675 auf [12]. Die Referenzanlage dient zur Beheizung und Kühlung der Filiale einer großen Fastfood-Restaurantkette.

1.2 Situationsanalyse

In einer Wärmepumpe wird Energie aus einer Wärmequelle auf ein höheres Temperaturniveau angehoben und dadurch nutzbar gemacht [13]. Es existieren unterschiedliche Arten von Wärmepumpen. Die im Gebäudebereich am häufigsten eingesetzte Art sind elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen, die nach dem Kaltdampfprozess arbeiten [4, 6, 13]. Wärmepumpen und Kältemaschinen basieren auf der gleichen Funktionsweise und unterscheiden sich darin, ob die Wärmesenke oder die Wärmequelle genutzt wird [4]. Als Wärmequelle kann unter anderem das Erdreich, Grundwasser, die Außenluft oder Abwärme genutzt werden [4]. Eine Wärmepumpe ist, unabhängig von der Art der Wärmequelle, immer nach demselben Grundprinzip aufgebaut. Die Grundlagen des linksläufigen Kreisprozesses, der in jeder Wärmepumpe stattfindet, können wie folgt erläutert werden ([13], vgl. hierzu auch Abbildung 1): In einem geschlossenen Kreislauf befindet sich als Arbeitsmedium ein Kältemittel. Dem Kältemittel wird im Verdampfer (V) Energie aus der Wärmequelle zugeführt. Dadurch verdampft das Kältemittel, das beim Eintritt in den Verdampfer noch flüssig ist. Im elektrisch angetriebenen Verdichter wird das dampfförmige Kältemittel (1) auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau komprimiert (2). Anschließend wird das heiße, gasförmige Kältemittel im Kondensator (K) durch die Wärmesenke wieder verflüssigt (3). Das verflüssigte Kältemittel wird über ein Expansionsventil auf das ursprüngliche Druckniveau gebracht, bevor es wieder

in den Verdampfer eintritt (4). Die Wärmesenke am Kondensator wird zu Heizzwecken genutzt, umgekehrt kann bei Nutzung der Wärmequelle am Verdampfer ein Medium gekühlt werden. Moderne Wärmepumpen sind teilweise in reversibler Ausführung konstruiert. Dabei erfolgt über ein Umschaltventil eine Umkehr des Kältekreises. Somit kann mit einer Maschine sowohl geheizt als auch gekühlt werden.



Abbildung 1: Schematische Darstellung des Kaltdampfkompressionsprozesses (V: Verdampfer, K: Kondensator). Eigene Darstellung nach [13].

Die Wahl des Kältemittels beeinflusst neben der Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe auch ihre Umwelteinwirkung [6]. Die Eigenschaften von Kältemitteln wurden aus historischer Sicht entscheidend durch verschiedene Entwicklungsstufen beeinflusst [14]. Kältemittel werden bereits seit Mitte des 19. Jahrhunderts in Kreisprozessen genutzt [14]. Entsprechend Abbildung 2 kann die Entwicklung seither in vier Generationen unterteilt werden [14]. In der Darstellung sind die Einflüsse erkennbar, die jeweils den Fokus für eine neue Entwicklungsstufe definieren. Während in der ersten Entwicklungsstufe die grundsätzliche Funktion der Maschine im Vordergrund stand, gewann in der folgenden Generation die Sicherheit und Langlebigkeit an Bedeutung. Insbesondere Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) setzten sich in dieser Generation durch [14]. Aufgrund ihres hohen Ozonabbaupotenzials (ozone depletion potential, ODP) und des damit verbundenen schädlichen Einflusses der FCKW auf die Ozonschicht wurde um den Jahrtausendwechsel eine weitere Entwicklungsstufe erforderlich. Damit konnte in der dritten Generation das ODP der Kältemittel deutlich reduziert werden. Zusätzlich zum ODP ist in der aktuellen Stufe das *GWP* ein weiteres zentrales Element in der Beurteilung und Zulassung von Kältemitteln [14]. Zukünftige Kältemittel müssen deshalb möglichst geringe ODP- und GWP-Werte aufweisen, die F-Gase-Verordnung sieht ODP-Werte von null und GWP-Werte von weniger als 150 vor [10].



Abbildung 2: Generationen in der Entwicklung von Kältemittel von 1830 bis heute. Eigene Darstellung nach [14]. Kältemittel mit einem *GWP* von unter 150 werden in einem aktuellen Review als "*pure Low-GWP*"-Kältemittel bezeichnet [6]. Die Autoren der Studie stellen darin eine detaillierte Übersicht dieser Kältemittel vor. Auf Basis einer Literaturrecherche sowie Simulationsstudien werden Leitlinien für die Anwendung von Niedrig-*GWP*-Kältemitteln in Kompressionswärmepumpen abgeleitet. Da der Bedarf an Niedrig-*GWP*-Kältemitteln von politischer Ebene durch Verordnungen vorgeschrieben ist, ist die Forschung nach neuen Kältemitteln von großer Bedeutung [6]. Für die Nutzung von Kältemitteln in Kompressionskältemaschinen werden in die folgenden Auswahlkriterien aufgeführt [6]:

- 1. Das ODP sollte bei null liegen und das *GWP* unter 150 (entsprechend der F-Gase-Verordnung [10])
- 2. Ausgezeichnete thermodynamische Eigenschaften
- 3. Keine Toxizität
- 4. Nicht oder schwer entflammbar
- 5. Gute Lebensdauer
- 6. Ausgezeichnete Leistung unter realen Arbeitsbedingungen
- 7. Niedrige Kosten

Als Ergebnis der Studie wird ein Leitfaden zur Wahl des Kältemittels und des Wärmepumpentyps vorgestellt [6]. Anhand des Temperaturniveaus der Wärmequelle und der für den Anwendungsfall erforderlichen Temperatur werden geeignete Kältemittel vorgeschlagen. Aus der Wahl des Kältemittels ergeben sich dann mögliche Systemkonfigurationen [6]. Für die Beheizung von Gebäuden werden im Vergleich zu industriellen Anwendungen nur niedrige kondensatorseitige Austrittstemperaturen benötigt. Diese liegen erfahrungsgemäß im Bereich von 30 bis maximal 60°C. Die Wahl der Wärmequelle ist entscheidend dafür, welches Temperaturniveau zur Verfügung steht. Im Referenzprojekt dient als Wärmequelle die Außenluft. Unter der Annahme einer Heizgrenztemperatur von 15°C liegt die Temperatur der Wärmequelle in Abhängigkeit des Wetters zwischen etwa -20°C an kalten Wintertagen und 15°C in der Übergangszeit. Damit kommen aus dem Leitfaden in [6] die vier Kältemittel R744, R290, R1270 und R1234yf in Frage.

R744 ist die Bezeichnung für CO₂, R290 steht für Propan. R1270 ist auch als Propen bekannt und unterscheidet sich auf molekularer Ebene nur geringfügig von Propan [6]. Alle drei sind der Gruppe der natürlichen Kältemittel zuzuordnen [6]. R1234yf ist ein synthetisches Kältemittel aus der Gruppe der Hydrofluorolefine. Tabelle 1 zeigt eine Darstellung spezifischer Eigenschaften der genannten Kältemittel. Es ist erkennbar, dass sich CO₂ von den anderen drei Kältemitteln in Bezug auf die kritische Temperatur T_{crit} und den kritischen Druck p_{crit} sowie den Siedepunkt (*normal boiling point*, *NBP*) deutlich unterscheidet. Das *ODP* aller Kältemittel liegt bei null, das *GWP* liegt in einem sehr niedrigen Bereich zwischen 1 und 4.

Auch in einer aktuellen Studie zu den ökologischen Auswirkungen von Kältemitteln werden R290, R1270 und R1234yf als geeignete Kältemittel für die Anwendung in Wärmepumpen im Gebäudebereich bezeichnet [7]. In Bezug auf eine Lebenszyklusbetrachtung werden R290 und R1270 als vorteilhafter eingeschätzt, da sie in der Atmosphäre nicht zu Stoffen zerfallen können, die potenziell umweltgefährdend sind [7]. Zudem hat die Produktion von synthetischen fluorierten Kältemitteln wie R1234yf ebenfalls einen negativen Umwelteinfluss [7]. Mit Blick auf das zu erwartende Wachstum im Bereich der Wärmepumpen und der begrenzten Verfügbarkeit von fluorierten Stoffen wird festgestellt, dass deren Verwendung in anderen Industriezweigen, wie beispielsweise der Kunststoff- und Halbleiterindustrie, womöglich von größerer Bedeutung ist [7]. Natürliche Kältemittel hingegen eignen sich aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften sehr gut für die Anwendung im Bereich der Wärmepumpen und sind zudem in großen Mengen verfügbar [7]. Die weitere Betrachtung konzentriert sich in dieser Arbeit deshalb auf Kältemittel natürlichen Kältemittel R744, R290 und R1270.

| Kältemittel (Name) | Chemische | T _{crit} | $p_{\rm crit}$ | ODP | <i>GWP</i> ₁₀₀ | SG | NBP |
|---|------------------------------------|-------------------|----------------|-----|---------------------------|-----|-------|
| | Formel | (°C) | (bar) | (-) | (-) | (-) | (°C) |
| R744 (Kohlenstoffdioxid) | CO ₂ | 31,0 | 73,8 | 0 | 1 | A1 | -78,5 |
| R290 (Propan) | $CH_3CH_2CH_3$ | 96,7 | 42,5 | 0 | 3 | A3 | -42,1 |
| R1270 (Propen) | CH ₃ CH=CH ₂ | 91,1 | 45,6 | 0 | 2 | A3 | -47,6 |
| R1234yf (2,3,3,3-Tetraflu- oro-1-Propen) | CH ₂ =CFCF ₃ | 94,7 | 33,8 | 0 | 4 | A2L | -29,5 |

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Niedrig-GWP-Kältemittel. Eigene Darstellung nach [6].

Während CO₂ (R744) in Bezug auf den Klimawandel in aller Munde ist, ist seine Eignung als Kältemittel weniger bekannt. CO₂ ist nicht toxisch, nicht entzündlich und damit der Sicherheitsgruppe (SG) A1 zuzuordnen [6]. Damit eignet es sich nach dem Leitfaden der Autoren in [6] gut für die Verwendung in Wärmepumpen. Im Vergleich mit anderen Kältemitteln weist der Wärmepumpenprozess mit dem Arbeitsmittel CO₂ aber einen entscheidenden Unterschied auf. Da für Heizzwecke am Kondensator meist Temperaturen von mehr als 30°C durch die Wärmepumpe bereitgestellt werden müssen, wird die kritische Temperatur des Kältemittels überschritten [6]. Der Kreisprozess bewegt sich dadurch nach der Verdichtung im sogenannten transkritischen Bereich [6]. Dieser Unterschied hat einen großen Einfluss auf die Effizienz und Betriebsweise des Systems. Aufgrund des speziellen Kreisprozesses wird anstatt eines klassischen Kondensators ein Gaskühler verwendet [6]. In einem Gaskühler weist das Kältemittel bei konstantem Druck eine große Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt auf [6]. Im Gegensatz dazu erfolgt die Kondensation in einem Kondensator isobar und isotherm [13]. Aufgrund der großen Temperaturdifferenz des Kältemittels im Gaskühler eignen sich CO₂-Wärmepumpen sehr gut für Anwendungen, die ebenfalls eine große Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf aufweisen [4, 6]. Verschiedene Studien untersuchen die Effizienz von CO₂-Wärmepumpen in unterschiedlichen Anwendungsfällen. Dabei zeigt sich, dass CO₂ im Vergleich mit konventionellen Kältemitteln eine vergleichbare oder sogar höhere Effizienz aufweisen kann, wenn die Wärmepumpe zur Erwärmung von Trinkwarmwasser eingesetzt wird [15, 16]. Die simultane Bereitstellung von Wärme und Kälte ist ein weiteres Anwendungsgebiet, in dem CO₂ aufgrund des besonderen Kreisprozesses energetische Vorteile zeigt [16, 17]. Diese Eigenschaft hat CO₂ zu einer sehr starken Stellung in Anlagen für Supermärkten verholfen [18]. Erfolgt die Erzeugung von Wärme und Kälte nicht simultan, schneiden Wärmepumpen mit konventionellen Kältemitteln besser ab [17, 19]. Das Design des Kältemittelkreises spielt in Bezug auf die Effizienz eine wesentliche Rolle, weshalb CO₂ als Kältemittel durch künftige Entwicklungen ein weiter zunehmendes Potenzial zugetraut wird [18].

Sowohl bei Propan als auch bei Propen handelt es sich um Kohlenwasserstoffe. Diese sind eine wichtige Klasse an natürlichen Kältemitteln, da sie ein ODP von 0 bei geringen GWP-Werten und zudem gute thermodynamische Eigenschaften aufweisen [4, 6]. In einer Studie zur Verwendung von Kohlenwasserstoffen als Kältemittel betont der Autor deren gute Eignung für die Anwendung in Wärmepumpen und Kältemaschinen [20]. Aufgrund ihrer hohen kritischen Temperatur eignen sie sich auch für Anwendungsfälle, die hohe Temperaturen erfordern [6]. Der größte Nachteil besteht darin, dass Kohlenwasserstoffe entzündlich sind, weshalb sie der Sicherheitsgruppe A3 zuzuordnen sind und entsprechende Sicherheitsvorschriften beachtet werden müssen [6]. Das System sollte so ausgelegt werden, dass es einen möglichst geringen Inhalt an Kältemittel hat [20]. Zur weiteren Verminderung des Gefahrenpotenzials können technische Einrichtungen wie eine Leckageerkennung, die Verminderung von Verbindungsstellen und geeignete elektronische Bauteile beitragen [20]. Entsprechende Komponenten, die die notwendige Betriebssicherheit garantieren, sind vorhanden und am Markt erhältlich [4]. Aufgrund der erhöhten Sicherheitsvorkehrungen sind in Anlagen mit Kohlenwasserstoffe nahezu keine Kältemittelverluste zu erwarten [4]. Dies ist vorteilhaft in Bezug auf die direkten Emissionen des Systems. Aktuelle Studien belegen, dass Kohlenwasserstoffe auch in Bezug auf die Effizienz eine Alternative zu konventionellen Kältemitteln sein können. Ein theoretischer Vergleich zeigt, dass die Effizienz von Systemen mit Kohlenwasserstoffen vergleichbar oder besser als die von Systemen mit R22 (GWP = 1810) oder R134a (GWP = 1430)

ist [20]. Eine experimentelle Studie kommt ebenfalls zu dem Ergebnis, dass R290 in einem Luft-Wasser-Wärmepumpensystem bei kalten klimatischen Bedingungen eine effizientere und nachhaltigere Alternative im Vergleich zu den Kältemitteln R22 und R427A (*GWP* = 2138) sein kann [21]. In einer Recherche, die sich auf den deutschen Wärmepumpenmarkt bezieht, wird festgestellt, dass die durchschnittliche Effizienz von R290-Luft-Wasser-Wärmepumpen auf dem unteren Niveau von Wärmepumpen mit konventionellen Kältemitteln liegt [4]. Es wird zudem angemerkt, dass die Systeme mit natürlichen Kältemitteln aufgrund von bislang wenig Entwicklungsarbeit noch ein deutliches Optimierungspotenzial aufweisen. Die Betrachtung eines theoretischen, optimierten Modells einer Propan-Wärmepumpe ergibt, dass die Effizienz theoretisch etwas über dem mittleren Standard von Wärmepumpen, die mit fluorierten Kohlenwasserstoffen arbeiten, liegt [4]. Bestätigt wird dies durch die Daten aktuellerer Wärmepumpen, die erst während der Studie erschienen sind und somit nicht bei der ursprünglichen Beurteilung berücksichtigt wurden [4].

Systeme mit natürlichen Kältemitteln sind demnach verfügbar und werden in unterschiedlichen Studien und Anwendungsfällen getestet und evaluiert. Die Betrachtung der Effizienz der Systeme ist ein sehr wichtiger Faktor bei allen Bestrebungen, das GWP der verwendeten Kältemittel zu senken. Ansonsten könnten die Bemühungen, durch eine Reduktion des GWP den Klimaeinfluss zu reduzieren, durch höhere Treibhausgasemissionen aufgrund eines höheren Primärenergiebedarfs der Systeme konterkariert werden [14]. Einen großen Einfluss auf die Betriebsweise und Leistungsfähigkeit, und damit auch die Effizienz, hat die Nutzung des Gebäudes [3, 22]. Dieser Einfluss wird bei der Bewertung jedoch oftmals vernachlässigt [3]. Verschiedene Studien bestätigen das Potenzial natürlicher Kältemittel, in Bezug auf ihre Effizienz gegenüber konventionellen Kältemitteln wettbewerbsfähig zu sein [4, 15-18, 20, 21]. Unter der Annahme, dass die Effizienz von Systemen mit natürlichen Kältemitteln vergleichbar mit konventionellen Systemen ist, weisen beide Systeme auch ähnliche indirekte Emissionen auf. Systeme mit natürlichen Kältemitteln verursachen jedoch deutlich geringere direkte Emissionen. Deshalb besteht ein Bedarf nach einer Methode, um sowohl die indirekten Emissionen aus dem Betrieb der Anlage als auch die direkten Emissionen, die durch das Freisetzen von Kältemitteln verursacht werden, zu bewerten [3, 4]. Eine ganzheitliche Betrachtung kann zusätzlich unterstützend dabei wirken, den Vorteil der natürlichen Kältemittel gegenüber der Öffentlichkeit zu verdeutlichen, und somit Anreize für Hersteller zu setzen [4]. Die alleinige Betrachtung des GWP ist in diesem Fall nicht ausreichend, da dabei tendenziell die Vorteile eines geringen GWP überschätzt und andere Faktoren, wie die indirekten Emissionen, nicht berücksichtigt werden [23].

Um ein System ökologisch zu bewerten, können stattdessen die Methoden des *total equivalent warming impact* (*TEWI*) und der *life cycle climate performance* (LCCP) angewandt werden [4, 7, 23]. Der *TEWI* berechnet sich aus der Summe der direkten Emissionen durch das Kältemittel und den indirekten Emissionen durch den Energiebezug der Wärmepumpe [4, 7]. Dabei wird die Bewertung für den Zeitraum nach der Herstellung der einzelnen Komponenten bis hin zur Außerbetriebnahme berücksichtigt [7]. Die LCCP hingegen untersucht sowohl die Herstellung als auch das Recycling der Komponenten und die Zersetzung des Kältemittels in der Atmosphäre [7]. Im Gegensatz zum TEWI werden dabei nicht nur Emissionen in Form von CO₂-Äquivalenten betrachtet, sondern auch sämtliche weitere Eingriffe in die Natur [7]. Dabei muss berücksichtigt werden, dass mit einer umfassenderen Bewertung die Menge an notwendigen Daten zunimmt [7]. Da diese Daten oftmals eher auf Annahmen basieren, wird damit auch die Unsicherheit der Bewertung größer [7]. In einer Studie zur Rolle von Umweltkennzahlen bei der Auswahl von Niedrig-GWP-Kältemittel erfolgt eine Bewertung für die vier R290, R1270, R1234yf und R125a anhand von LCCP und *TEWI* [23]. Als Referenz dient das Kältemittel R410a. Dabei weichen die Ergebnisse zwischen den beiden unterschiedlichen Methoden für die alternativen Kältemittel um weniger als 1% voneinander ab [23]. Obwohl der TEWI deutlich einfacher zu berechnen ist als die LCCP, werden vergleichbare Resultate erreicht. Damit ist der *TEWI* eine sehr geeignete Methode zur ganzheitlichen Bewertung eines Wärmepumpensystems [23]. Da der TEWI den Energieverbrauch des Systems berücksichtigt, ist dessen Effizienz ein bedeutender Parameter bei der Bewertung [23].

Die Effizienz eines Systems kann im Allgemeinen durch das Verhältnis zwischen dem Nutzen und dem erbrachten Aufwand beschrieben werden. In Bezug auf Wärmepumpen ist zwischen der Leistungszahl, die eine Momentaufnahme darstellt, und der Arbeitszahl, die die Effizienz über einen definierten Zeitraum beschreibt, zu unterschieden. Die Leistungszahl einer Wärmepumpe wird in der Regel als coefficient of performance (COP) bezeichnet [13]. Der COP berechnet sich aus dem Verhältnis zwischen der am Kondensator abgegebenen Wärmeleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des Systems [13]. Die Leistungszahl für Kältemaschinen wird *energy efficiency ratio* (*EER*) genannt und bezieht sich auf den am Verdampfer zugeführten Wärmestrom [13]. Hersteller sind verpflichtet, die Leistungszahlen und weitere Angaben für ihre Geräte unter Norm-Nennbedingungen zu ermitteln und auszuweisen. Die genauen Vorgaben dazu sind in der DIN EN 14511 [24] geregelt. Leistungszahlen sind immer nur in dem Betriebspunkt, auf den sie sich beziehen, gültig [13]. Eine Veränderung der Temperaturniveaus auf der Seite der Wärmequelle- oder senke führt auch zu einer Änderung der Leistungszahl [13]. Dies ist insbesondere bei Luftwärmepumpen zu beachten. Da die Außentemperatur im Jahresverlauf großen Schwankungen unterliegt, sind auch für die Leistungszahl große Unterschiede in den verschiedenen Betriebspunkten zu erwarten. Um die saisonalen Schwankungen auszugleichen, kann die Effizienz eines Systems auch über einen bestimmten Zeitraum betrachtet werden. Die Betrachtung erfolgt damit auf Basis von Energiemengen. Für Wärmepumpen wird die Kennzahl als Arbeitszahl bezeichnet. Bei der Betrachtung eines ganzen Jahres ist die Verwendung des Begriffs der Jahresarbeitszahl (JAZ) gängig [4]. Die JAZ im Wärmepumpenbetrieb errechnet sich aus dem Verhältnis zwischen der gesamten Wärmeenergie, die im Zeitraum durch die Wärmepumpe an das System abgegeben wurde und der gesamten aufgenommenen elektrischen Energie der Wärmepumpe [4]. Analog dazu erfolgt aus der Berechnung der gelieferten Kühlenergie die Bestimmung der *JAZ* im Kühlfall.

Sowohl zur Berechnung der *IAZ* als auch des *TEWI* sind Kenntnisse über die Energieaufnahme der Wärmepumpe bzw. Kältemaschine notwendig. Die Berechnung des Energiebedarfes kann anhand verschiedener Methoden durchgeführt werden. In einer Studie zu natürlichen Kältemitteln in Wärmepumpen wird zur Ermittlung der JAZ ein Kurzverfahren nach VDI 4650, Blatt 1 [25] angewandt [4]. Der Heizenergiebedarf des Gebäudes wird nach DIN V 4701-10 [26] bestimmt. Auf Basis der zuvor ermittelten Jahresarbeitszahl und des Heizenergiebedarfs wird anschließend der Energiebedarf der Wärmepumpe berechnet [4]. Die Methodik beruht demnach auf statischen Berechnungsgrundlagen. Ein anderer Ansatz wird in einer Studie des Umwelteinflusses von Niedrig-GWP-Kältemitteln in Kühlsystemen für Supermärkte verfolgt [27]. Um den Energiebedarf der Kältemaschinen zu ermitteln, wird das System im Simulationsprogramm EnergyPlus abgebildet [27]. Das System besteht aus dem Gebäudemodell sowie einer detaillierten Modellierung der Kältemaschinen [27]. Die detaillierte Modellierung und dynamische Berechnung des Modells sind ein großer Vorteil bei der Verwendung von Simulationsprogrammen. Eine weitere Variante in der Literatur ist die Verwendung des Simulationsprogramms TRNSYS, um ein Kühlsystem zu berechnen, zu optimieren und mittels des TEWI zu bewerten [28].

Anhand der vorgestellten Beispiele sind die beiden wesentlichen Berechnungsmethoden erkennbar. Es kann zwischen statischen Verfahren, die oft auf monatlichen Betrachtungen basieren, und dynamischen Simulationsmethoden unterschieden werden [29]. Dynamische Simulationen sind deutlich komplexer in der Bedienung und benötigen meist mehr Daten als statische Verfahren, dafür erzielen sie erheblich genauere und belastbarere Ergebnisse [29]. Für Gebäude, die über ein Kühlsystem verfügen, wird grundsätzlich die Verwendung eines Simulationsprogrammes empfohlen [29]. Auch in Bezug auf Wärmepumpensysteme weisen dynamische Simulationen Vorteile auf [30, 31]. Da die Effizienz einer Wärmepumpe von vielen Faktoren beeinflusst wird, stellt die Verwendung von Jahresarbeitszahlen eine starke Vereinfachung dar, insbesondere wenn diese aus statischen Berechnungen ermittelt wurde [30]. Im Gegensatz dazu kann in einer dynamischen Simulation das reale Betriebsverhalten einer Wärmepumpe detailliert abgebildet werden [30-33]. Durch die Kombination mit einem detaillierten Gebäudemodell, einschließlich des Nutzverhaltens und der Betriebsweise, erfolgt eine vollständige Abbildung des Gesamtsystems [22, 29, 30, 32]. Das Simulationsmodell kann zusätzlich unter Verwendung realer Messdaten kalibriert werden [34, 35]. Während des Kalibrierungsprozesses erfolgt ein Abgleich der Modellergebnisse mit Messdaten [35]. Zwar ist diese Kalibrierung aufwändig [34, 35], Ergebnisse zeigen aber, dass das reale Systemverhalten durch das Simulationsmodell sehr genau abgebildet werden kann [22, 29, 32]. Ein solch detailliertes digitales Modell ist ein sehr mächtiges Tool und kann z. B. zur Minimierung des Energiebedarfs eines Gebäudes eingesetzt werden [36]. Neben einer einfachen Beurteilung

des Bestandes bieten sich damit Möglichkeiten zur Optimierung und Steigerung der Systemeffizienz [28, 36]. In Bezug auf Wärmepumpensysteme kann so der Anteil an direkten Emissionen verringert werden. Um energetische Simulationen für Gebäude und Anlagen durchzuführen, existieren unterschiedliche Programme. Diese werden in der Literatur auch als *Building Energy Performance Tools* (BEPS-Tools) bezeichnet [36]. In einem aktuellen Review werden als die drei wesentlichen Tools EnergyPlus, TRNSYS und IDA ICE genannt [36].

In diesem Kapitel wurde ein Überblick über den Forschungsstand zu natürlichen Kältemitteln und der ganzheitlichen Bewertung von Wärmepumpensystemen gegeben. Trotz des großen Potenzials von Wärmepumpen im Allgemeinen sowie speziell der Verwendung natürlicher Kältemittel gibt es technische und sozioökonomische Faktoren, die den Einsatz im großen Maßstab bislang verhindern [5]. Insbesondere in Bezug auf die Effizienz von Systemen mit natürlichen Kältemittel gibt es Bedenken ob der aktuellen Konkurrenzfähigkeit gegenüber konventionellen Kältemitteln [3]. Durch steigende Installationszahlen, die von Effizienzmaßnahmen im Gebäudebestand sowie der Erhöhung des Anteils erneuerbarer Energien im Strommix begleitet werden, wird eine ganzheitliche Bewertung der Emissionen von Wärmepumpen angestrebt, um die Vorteile natürlicher Kältemittel zu verdeutlichen [4]. Eine Systembewertung ist dabei immer abhängig von der Genauigkeit der Datengrundlage [7]. Speziell im Gebäudebereich hat das Nutzerverhalten einen erheblichen Einfluss auf die Betriebsweise und Effizienz eines Systems [3, 36]. In BEPS-Tools kann das reale Systemverhalten durch kalibrierte Modelle detailliert abgebildet werden, wodurch belastbare Ergebnisse bezüglich des Energiebedarfs abgeleitet werden können [30-35].

1.3 Zielsetzung und Methodik

Die Situationsanalyse hat gezeigt, dass die Forschung an natürlichen Kältemitteln hochaktuell ist. Im Zuge der aktuellen Klima- und Energiekrise gewinnt sie zudem zusätzlich an Relevanz, um eine effiziente Dekarbonisierung des Gebäudebestands sowie eine Abkehr von fossilen Brennstoffen zu ermöglichen. Verschiedene Studien verweisen darauf, dass im Bereich der natürlichen Kältemittel noch weiterer Forschungsbedarf besteht [6] und diese in Bezug auf ihre Eignung als Ersatz konventioneller Kältemittel überprüft werden sollten [7]. Es besteht die Notwendigkeit, anhand von ganzheitlichen Bewertungen den Nutzen alternativer Kältemittel zu demonstrieren, um deren Marktdurchdringung zu unterstützen [4]. Neue Fallstudien können in dieser Hinsicht dazu beitragen, zu mehr Transparenz und Akzeptanz im Vergleich zu konventionellen Heizsystemen beitragen [5]. An verschiedenen Stellen bestehen Zweifel an der Wettbewerbsfähigkeit natürlicher Kältemittel bezüglich deren Effizienz [3, 4] und aufgrund von Sicherheitsbedenken [3, 20]. Obwohl der Einsatz von BEPS-Tools umfangreiche Möglichkeiten zur Optimierung und Bewertung von Systemen ermöglicht [32, 36], erfolgen Berechnungen im Gebäudebereich oftmals auf Basis von statischen Verfahren und Vereinfachungen [3]. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, dynamische Wärmepumpensysteme detailliert

abzubilden, es bedarf jedoch weiterer Forschung, um die Modelle unabhängig zu validieren [30]. Die vorliegende Arbeit soll in diesem Kontext zur Forschung beitragen.

Dazu wird anhand eines Referenzprojektes eine Fallstudie durchgeführt. Das Referenzprojekt repräsentiert einen Gebäudetyp, der sowohl einen Heiz- als auch Kühlbedarf aufweist. Reversible Wärmepumpen, die beide Anforderungen decken können, bieten sich daher als technische Lösung an. Das Projekt ist eines der ersten, in dem die Firma Walter Bösch GmbH & Co. KG eine solche Wärmepumpenlösung umgesetzt hat. Bislang erfolgte die Bereitstellung der Wärme durch ein Gasbrennwertgerät. Das realisierte Wärmepumpensystem wird mit dem konventionellen Kältemittel R32 betrieben. Als Vergleich soll ein alternatives System, das mit R290 arbeitet, dienen. In der vorangegangenen Situationsanalyse konnte gezeigt werden, dass sich R290 für den Anwendungsfall zum Heizen und Kühlen gut eignet, außerdem sind geeignete Wärmepumpen auf dem Markt erhältlich [4, 6, 20, 21]. Die Grundlage der Arbeit besteht in einer detaillierten Abbildung und Kalibrierung des Gebäudes und des Wärmepumpensystems mit dem Simulationsprogramm IDA ICE [37]. Durch das Simulationsmodell erfolgt die Bestimmung des Energiebedarfs zum Heizen und Kühlen im Referenzobjekt. Davon ausgehend erfolgt ein Variantenvergleich zwischen den beiden Wärmepumpensystemen in Bezug auf deren Effizienz, Klimawirksamkeit und Wirtschaftlichkeit. Dabei sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Wie wirkt sich der Einsatz von R290 als Arbeitsmittel auf die Effizienz eines konkreten Wärme- und Kälteerzeugungssystem aus?
- Welches der beiden untersuchten Wärmepumpensysteme ist hinsichtlich seiner Klimawirksamkeit über den Betriebszeitraum vorteilhaft?
- Inwiefern stellt die untersuchte R290-Wärmepumpe bereits heute eine wirtschaftliche Alternative zur R32-Wärmepumpe dar?

Der Aufbau der Arbeit kann wie folgt beschrieben werden. In Kapitel 2 wird zunächst das Referenzobjekt und die alternative Variante sowie die grundsätzliche Modellbildung in IDA ICE beschrieben. In den Kapiteln 3 und 4 folgt die Kalibrierung des Modells. Zunächst wird in Kapitel 3 die Kalibrierung des Wärmepumpenmodells erläutert, anschließend wird in Kapitel 4 aufgezeigt, wie das gesamte System, einschließlich des Gebäudes, anhand von Messdaten kalibriert wird. Eine Validierung des Systems aus Anlage und Gebäude wird in Kapitel 5 durchgeführt. Damit wird die Modellbasis für den folgenden Vergleich der beiden Systeme in Kapitel 6 gelegt. Anhand einer Parameterstudie werden diverse Betriebsweisen der beiden Anlagen simuliert und verglichen. Dabei soll das Optimum für beide Varianten ausfindig gemacht werden. Den Abschluss der Arbeit bildet die Diskussion und die daraus abgeleitete Schlussfolgerung in Kapitel 7.

2 Referenzobjekt

Beim Referenzobjekt handelt es sich um eine Filiale einer großen Fastfoodkette. Der Standort liegt in der Steiermark im Osten Österreichs. Die Eröffnung des Restaurants fand im November 2021 statt, das Gebäude wurde in den vorangehenden Monaten neu errichtet. Das folgende Kapitel dient der Beschreibung des Objektes. Anschließend folgt eine Erläuterung zur Modellbildung des Basismodells in IDA ICE. Von der Walter Bösch GmbH & Co. KG wurden umfangreiche Unterlagen [38] zur Verfügung gestellt, die zur Bearbeitung verwendet wurden¹.

2.1 Beschreibung

Das Gebäude ist einstöckig und wurde aus Betonfertigelementen errichtet. Laut dem Energieausweis des Gebäudes beträgt die Brutto-Grundfläche 522 m³, als Bezugsfläche ergeben sich 418 m². Aus dem Brutto-Volumen von 2.821 m² und der Hüllfläche ergibt sich ein Kompaktheitsgrad von 0,57 m⁻¹. Der rechnerische Heizwärmebedarf wird mit 65 kWh m⁻² a⁻¹ angegeben. Für Gebäude dieses Typs liegt der zulässige Referenz-Heizwärmebedarf bei 78 kWh m⁻² a⁻¹. Die Hauptnutzungsflächen im Gebäude sind der Gastraum, die Küche sowie diverse Nebenräume. Neben Sanitär- und Lagerräumen sind auch ein Kühl- und ein Tiefkühlraum im Gebäude vorgesehen.

Die Beheizung, Klimatisierung und Belüftung des Gebäudes erfolgt durch ein Komplettgerät des Herstellers Walter Bösch GmbH & Co. KG. Das Gerät wird in wetterfester Ausführung auf dem Dach des Gebäudes aufgestellt. Darin sind das Lüftungsgerät, die Wärme- und Kälteerzeugung und -speicherung sowie die Regelungstechnik installiert. Abbildung 3 enthält eine schematische Darstellung des Referenzsystems. Die Belüftung des Gebäudes erfolgt über zwei Stränge. Ein Strang dient der Be- und Entlüftung der Küche, die verbleibenden Räume sind zum Strang Gastraum zusammengefasst. Die beiden Stränge verfügen über eine gemeinsame Außenluftansaugung und Fortluftabgabe. Die Wärmerückgewinnung (WRG) sowie Beheizung und -kühlung erfolgen über separate Register in beiden Strängen. Das Lüftungsgerät übernimmt die vollständige Beheizung und Kühlung des Gebäudes, es ist kein zusätzliches wassergeführtes Verteilungssystem vorgesehen. Lediglich die (tief-) gekühlten Lagerräume verfügen über ein eigenständiges Aggregat zur Kälteerzeugung. Die Bereitstellung von Wärme und Kälte zur thermischen Behandlung der Zuluft wird durch zwei reversible Wärmepumpen gewährleistet. Diese beladen einen Wärme- und einen Kältepufferspeicher. Die Bereitung von Trinkwarmwasser erfolgt elektrisch über einen separaten Boiler.

Im Referenzobjekt sind zwei Wärmepumpen vom Typ Clivet ELFOEnergy STORM EVO WSAN-YES 18.2 installiert. Als Alternative wird die Enerblue Purple HP 25.1 ausgewählt, die

¹ Die Dokumente liegen dem Autor vor, können jedoch nicht öffentlich abgerufen oder verfügbar gemacht werden.

mit R290 (Propan) als Kältemittel arbeitet. Die Spezifikationen der beiden Anlagen sind in Tabelle 2 dargestellt. Zur besseren Verständlichkeit wird die Bezeichnung der beiden Wärmepumpen in dieser Arbeit abgekürzt. Die Clivet-Wärmepumpe mit R32 wird als R32-WP bezeichnet, die Enerblue-Wärmepumpe mit R290 als R290-WP.



Abbildung 3: Vereinfachtes Systemschema mit den Positionen der Sensoren in der Referenzanlage anhand des realen Installationsschemas [38].

Beide Wärmepumpen weisen ähnliche Nennleistungen für den Heiz- bzw. Kühlbetrieb auf. Anhand der Daten in Tabelle 2 ist erkennbar, dass die R290-WP in den angegebenen Betriebspunkten höhere Leistungszahlen aufweist. Wie Abbildung 4 zeigt, ist die Leistungszahl aber stark abhängig vom Betriebspunkt. Tendenziell liegt der *COP* der R290-WP über dem der R32-WP, wohingegen im Kühlmodus für das *EER* das Gegenteil der Fall ist. Vor allem bei niedrigen Außentemperaturen weist die R32-WP höhere Leistungszahlen im Kühlmodus auf, mit steigenden Außentemperaturen wird die Differenz geringer. Dies verdeutlicht die Komplexität des Vergleichs der beiden Wärmepumpen und die Notwendigkeit einer dynamischen Betrachtung. Auch hinsichtlich des Kältekreises gibt es Unterschiede. Während in der R32-WP zwei Schraubenverdichter parallel arbeiten, kommt in der R290-WP ein Hubkolbenverdichter zum Einsatz. Die Kältemittelfüllmenge beträgt 15 kg R32, wohingegen lediglich 4,4 kg R290 benötigt werden.

Da das Kältemittel R290 der Sicherheitsklasse A3 (leicht entflammbar) zuzuordnen ist, ergeben sich spezielle Sicherheitsanforderungen für die R290-WP [6]. Dadurch sollen Brände oder Explosionen verhindert werden. Nach Herstellerangaben verfügt der Verdichter über einen thermischen Überlastschutz [38]. Die Kühlung des Verdichtermotors erfolgt durch das Kältemittelsauggas. Zusätzlich ist der Motor elektronisch gegen Fehlfunktionen geschützt. Sämtliche Komponenten des Verdichters erfüllen die Anforderungen nach ATEX-Richtlinie 94/9/EG [39]. Ein Kältemittelleckerkennungsgerät trennt im Falle eines Kältemittellecks die Stromversorgung aller Komponenten, um eine Zündung zu verhindern. Ein ATEX-zertifizierter Absaugventilator wird eingeschaltet, um das Gehäuse zu reinigen. Durch diese Maßnahmen wird ein sicherer Betrieb der Anlage gewährleistet.

| | Clivet ELFOEnergy STORM EVO | Enerblue Purple HP 25.1 | Einheit |
|----------------------|-----------------------------|---------------------------|---------|
| | WSAN-YES 18.2 | | |
| Nennheizleistung | 53,3 | 59,7 | kW |
| (A7/W45) | | | |
| COP (A7/W45) | 3,21 | 3,64 | - |
| Nennkühlleistung | 53,1 | 49,9 | kW |
| (A35/W7) | | | |
| EER (A35/W7) | 2,95 | 3,04 | _ |
| Verdichter | Rotary Inverter (Schraube) | Reciprocating (Hubkolben) | _ |
| Anzahl Verdichter | 2 | 1 | - |
| Anzahl Kältekreise | 1 | 1 | _ |
| Kältemittel | R32 | R290 | - |
| Kältemittelfüllmenge | 15 | 4,4 | kg |

Tabelle 2: Technische Spezifikationen der Wärmepumpenmodelle nach Herstellerunterlagen [38].



Abbildung 4: Darstellung der Leistungszahlen der beiden Wärmepumpen im Heizbetrieb (links) und Kühlbetrieb (rechts) nach Herstellerunterlagen [38].

Die beiden Hersteller bieten die Wärmepumpen in verschiedenen Leistungsgrößen an. Für die R32-WP beträgt der Leistungsbereich im Heizbetrieb 53 bis 85 kW (53 bis 91 kW im Kühlmodus), die R290-WP ist in Größen von 25 bis 221 kW (Heizmodus) bzw. 22 bis 181 kW (Kühlmodus) verfügbar. Durch eine Kaskadenschaltung mehrerer Wärmepumpen kann die verfügbare Kapazität zudem noch weiter erhöht werden. Damit können auch Objekte, die einen deutlich größeren Wärme- oder Kältebedarf aufweisen, mit den vorgestellten Wärmepumpen versorgt werden.

2.2 Modellbildung

Die Modellbildung erfolgt mit IDA ICE in der Version 4.8 [37]. In IDA ICE sind physikalische Modelle implementiert, die auf dem neuesten wissenschaftlichen Stand sind und die Realität sehr genau abbilden können [37]. Es wird zunächst das Gebäude abgebildet und in thermische Zonen unterteilt, anschließend wird die Anlagentechnik implementiert. IDA ICE bietet drei unterschiedliche Benutzerebenen [37]. Die einfachste Ebene wird über definierte Eingabefelder in der Benutzeroberfläche bedient und erlaubt einfache Studien [37]. Die zweite Ebene wird Standardebene genannt. Darin kann der Benutzer deutlich mehr Eingriffe in das Modell vornehmen und beispielweise die Gebäudegeometrie, verwendete Materialien und Sollwerte anpassen [37]. Die fortgeschrittene Stufe (*Advanced Level*) präsentiert das Simulationsmodell in Form zusammenhängender Komponentenmodelle. Darin können alle Gleichungen, Parameter und Variablen genau untersucht werden [37]. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgen Arbeiten sowohl im Standard- als auch im *Advanced Level*.

2.2.1 Gebäude

Das Gebäude wurde im Rahmen einer weiteren Masterarbeit abgebildet [40]. Eine Abbildung des Modells findet sich in Anhang A1. Es steht für diese Arbeit zur Verfügung und muss demnach nicht neu erstellt werden. Zur Abbildung der Gebäudehülle wird zunächst ein 3D-Modell des Gebäudes in IDA ICE eingelesen und die beiden Zonen "Gastraum" und "Küche" definiert [40]. Anschließend werden die bauphysikalischen Parameter der Hüllflächen des Gebäudes angepasst. Dazu werden die Informationen aus dem Energieausweis des Gebäudes verwendet. Die Validierung des abgebildeten Modells erfolgt anhand der Leitwerte der einzelnen Bestandteile der Gebäudehülle, die mit denen des Energieausweises verglichen werden [40]. Zudem erfolgt ein Vergleich auf Basis der Heizlastermittlung. Die Transmissions- und Lüftungsheizlast des Gebäudes wird im Energieausweis ausgewiesen. In IDA ICE wird zur Berechnung der Heizlast die Außenlufttemperatur konstant auf -16°C gesetzt. Interne Gewinne und solare Erträge werden nicht berücksichtigt. Somit sind die Randbedingungen gegeben, die auch im Energieausweis angesetzt sind. Da die Berechnung der Lüftungsheizlast im Energieausweis nicht nachvollziehbar ist, wird lediglich die Transmissionsheizlast als Vergleichswert berücksichtigt. Die Transmissionsheizlast berücksichtigt die Wärmeverluste durch die Gebäudehülle. Die Ergebnisse der Validierung in sind in Abbildung 5 dargestellt [40].

Wie in Abbildung 5 erkennbar ist, wird eine gute Übereinstimmung der Leitwerte zwischen Modell und Energieausweis erreicht. Lediglich der Leitwert der Außenwand AW01 weist eine größere Abweichung auf, das Simulationsmodell liegt in diesem Fall um rund 10% unter dem Leitwert des Energieausweises. Die Berechnung der Transmissionsheizlast ergibt für das Simulationsmodell 14,9 kW, der Energieausweis ermittelt eine Heizlast von 15,6 kW. Dies entspricht einer Abweichung von knapp 5%. Das Simulationsmodell beurteilt die Heizlast geringfügig niedriger als der Energieausweis. Insgesamt bildet das Simulationsmodell die bauphysikalischen Eigenschaften des Gebäudes ab und eignet sich damit zu weiteren Verwendung in dieser Arbeit.





2.2.2 Anlage

Neben dem Gebäude stellt die Anlage die zweite Komponente des Simulationsmodells dar. Die Anlage wird in dieser Arbeit über das ESBO-Tool in IDA ICE generiert und anschließend den gewünschten Anforderungen entsprechend angepasst. Die wesentlichen Komponenten sind:

- Lüftungsgerät (Kapitel 2.2.2.1),
- Wärmepumpe (Kapitel 3),
- Pufferspeicher (Kapitel 2.2.2.2),
- Regelungsmakros (Kapitel 2.2.2.3).

Sämtliche Komponenten werden anhand der technischen Unterlagen möglichst detailliert modelliert. In Abbildung 6 ist der Aufbau des Anlagenmodells in IDA ICE dargestellt. In IDA ICE gibt es kein Modell einer reversiblen Wärmepumpe. Stattdessen wird das Anlagensystem mit jeweils zwei Wärmepumpen (*1 und *2) und zwei Kältemaschinen (*3 und *4) abgebildet. Eine detaillierte Beschreibung des Wärmepumpenmodells findet sich aufgrund des Umfangs in Kapitel 3. Die Wärmepumpen beladen den Wärme- bzw. den Kältespeicher (*5 bzw. *6). Über die Regelung wird zwischen Heiz- und Kühlbetrieb gewechselt. Verbraucherseitig sind an die beiden Speicher die Heizregister und Kühlregister des Lüftungsgeräts angeschlossen. Die Verbindung zu den Registern ist in Abbildung 6 dargestellt (*7 und *8). Zur Regelung der Speicherbeladung sind im Modell Regelungsmakros (*9) implementiert. Eine genauere Beschreibung der einzelnen Komponenten und der gewählten Einstellungen folgt in den nächsten Unterkapiteln. Die Erzeugung von Trinkwarmwasser erfolgt separat über einen elektrischen Boiler (*10). Da der Fokus der Arbeit auf den Wärmepumpen liegt, wird die Trinkwarmwasserbereitung nicht detailliert betrachtet.



Abbildung 6: Bildschirmaufnahme des Anlagenschemas in IDA ICE.

2.2.2.1 Lüftungsgerät

In IDA ICE erfolgt aus praktischen Gründen eine separate Abbildung der beiden Stränge des Lüftungsgeräts. Damit kann für die beiden Zonen Gastraum und Küche jeweils ein zentrales Lüftungsgerät definiert werden. Dafür existieren diverse Vorlagen im Programm. Für die Küche wird das "Standard Lüftungsgerät" als Vorlage verwendet. Da im Gastraum im realen Gebäude eine abluftgeführte Regelung der Zulufttemperatur vorgesehen ist, wird in diesem Fall die Vorlage "Regelung nach Ablufttemperatur" verwendet. Die Schemata der beiden Lüftungsgeräte sind in Anhang A2 hinterlegt. Bei beiden Geräten werden die Positionen der Ventilatoren sowie der Register dem realen Schema entsprechend angepasst. Von zentraler Bedeutung für den thermischen Energiebedarf des Lüftungsgerätes ist die Solltemperatur, auf die die Zuluft beheizt oder gekühlt werden soll. Im Gastraum erfolgt die Regelung der Zulufttemperatur in Abhängigkeit der Ablufttemperatur. Dazu wird in IDA ICE die Temperatur in der Zone gemessen, und an zwei PI-Regler als Eingangssignal weitergegeben. Die PI-Regler berechnen die Solltemperatur des Heiz- und Kühlregisters und des Wärmeübertragers. Als Sollwert ist eine Ablufttemperatur T_{soll,ABL,g} von 22°C vorgesehen. Das Regelsignal des PI-Reglers wird in einen Temperatursollwert umgewandelt, der an das Heiz- und Kühlregister weitergegeben wird. Die Zulufttemperatur T_{ZUL,g} darf sich, entsprechend der realen Regelung, in einem Bereich zwischen minimal 18°C und maximal 35°C bewegen.

Das Modell des Wärmeübertragers verfügt ebenfalls über eine Solltemperaturregelung. Dabei wird die Effizienz des Wärmeübertragers laufend angepasst, um den Sollwert am Austritt zu erreichen. Dies ist von der Funktionsweise mit der Bypassregelung eines realen Wärmeübertragers zu vergleichen. Sofern die Außenlufttemperatur den Abluftsollwert von 22°C übersteigt, erhält der Wärmeübertrager als Temperatursollwert das Signal des zuvor erwähnten PI-Reglers im Kühlmodus, darunter wird das Signal des Heizreglers verwendet. Die Effizienz des Wärmeübertragers wird den Herstellerunterlagen entnommen und im Wärmeübertragermodell angegeben. Dazu dient der Parameter $\eta_{\text{WRG,Rat.}}$ Im Gastraum beträgt der Wirkungsgrad $\eta_{\text{WRG,Rat.g}}$ des Wärmeübertragers 73,9%. Um Eisbildung im Wärmeübertrager zu vermeiden, wird der Parameter $T_{\text{ABL,g,out,min}}$ auf 1°C eingestellt. Damit wird die Temperatur, die abluftseitig aus dem Wärmeübertrager austritt, begrenzt. Eine tabellarische Übersicht aller Parameter verte, die in den Lüftungsgeräten eingestellt wurden, findet sich am Ende dieses Kapitels in Tabelle 3.

Im Lüftungsgerät für die Küche wird die Zuluft auf eine konstante Temperatur von 22°C geregelt. Diese Temperatur soll sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb erreicht werden, daher kann den beiden Registern sowie dem Wärmeübertrager jeweils derselbe Sollwert vorgegeben werden. Der Wirkungsgrad $\eta_{WRG,Rat,k}$ des Wärmeübertragers beträgt nach Datenblatt 72,6%. In beiden Lüftungsgeräten sind ideale Register zum Heizen und Kühlen vorgesehen. Diese sind an die Pufferspeicher angeschlossen. Die Leistung der Register wird automatisch

31

angepasst, um den Sollwert der Zuluft zu erreichen. Die Effizienz der Register wird auf dem Standardwert von 1,0 belassen. Die Temperaturänderung ΔT_{liq} , die das Heiz- bzw. Kühlmedium wasserseitig erfährt, wird über den entsprechenden Parameter eingestellt und für alle Register aus den Auslegungsunterlagen entnommen (vgl. Tabelle 3).

Die Ventilatorparameter in IDA ICE dienen zur Angabe der Auslegungsbedingungen bezüglich Druckerhöhung $\Delta p_{\text{venti,Rat}}$, Wirkungsgrad $\eta_{\text{venti,Rat}}$ und Nennvolumenstrom $\dot{V}_{\text{air,Rat}}$. Der Parameter *MotInAir* ist relevant für den Temperaturanstieg ΔT_{venti} durch den Ventilator und beeinflusst damit die Menge an thermischer Energie, die dem Lüftungsgerät zugeführt werden muss, um die zuluftseitigen Solltemperaturen zu erreichen. Des Weiteren kann die Leistungscharakteristik des Ventilators im Teillastbereich ausgewählt werden. Die Temperaturerhöhung durch den Ventilator wird bei allen Ventilatoren mit 100% angesetzt. Eine Darstellung aller Werte der Ventilatorparameter befindet sich in Tabelle 3.

In Bezug auf den thermischen und elektrischen Energiebedarf der Lüftungsgeräte stellen die Betriebszeiten eine wichtige Größe dar, da sie die Laufzeit der Anlage und damit die beförderte Luftmenge beeinflussen. Die Betriebszeiten der Lüftungsgeräte werden anhand der realen Zeitprogramme gewählt. Für den Gastraum sieht das Zeitprogramm einen Betrieb zwischen 9.30 und 21.00 Uhr vor, für die Küche von 9.30 bis 22.00 Uhr. Außerhalb der Betriebszeiten wird das Gerät vollständig abgeschaltet. Die Zeitprogramme werden in IDA ICE jeweils in einem Zeitplan hinterlegt.

Der Auslegungsvolumenstrom $\dot{V}_{air,Rat}$ wird in IDA ICE nicht in der Oberfläche des Lüftungsgerätes, sondern über die Zone, die mit dem Lüftungsgerät verbunden ist, definiert. Der momentan von der Zone angeforderte Volumenstrom \dot{V}_{air} wird aus dem Auslegungsvolumenstrom und dem Zeitplan im Lüftungsgerät ermittelt. Die Definition des Volumenstroms über die Zone bedeutet, dass der eingestellte Volumenstrom bei der aktuellen Zulufttemperatur bei Einbringung in die Zone vorliegt. Da die Dichte der Luft sich in Abhängigkeit ihrer Temperatur verändert, liegt nach jeder Komponente im Lüftungsgerät, die die Lufttemperatur beeinflusst, gegebenenfalls ein unterschiedlicher Volumenstrom vor. In der Praxis wird dies in der Regel vernachlässigt. Der Nenn-Volumenstrom, der in den technischen Unterlagen des Geräts angegeben ist, ist damit gleichzusetzen mit dem Volumenstrom, der für die Zone ermittelt worden ist. Die Regelung des tatsächlich im Lüftungsgerät geförderten Volumenstroms erfolgt in der Realität über den Ventilatormotor. Dieser passt seine Leistung in Abhängigkeit des gemessenen Differenzdrucks über den Ventilator so an, dass der Sollvolumenstrom gefördert wird. Der Volumenstrom wird also am Ventilator bestimmt, und nicht über die Zone. Um den Einfluss der Dichte und der tatsächlichen Volumenstromregelung des Geräts zu berücksichtigen, werden Makros implementiert. Makros bieten in IDA ICE die Möglichkeit, Berechnungen übersichtlich in einer Komponente durchzuführen.



Abbildung 7: Berechnungslogik im Makro zur Regelung des Volumenstroms im Lüftungsgerät.

Abbildung 7 stellt die Berechnungslogik im Makro dar. Eine Abbildung der Umsetzung in IDA ICE ist in Anhang A3 hinterlegt. Für jeden der insgesamt vier Ventilatoren gibt es ein eigenes Makro. Die Eingangsgrößen in das Makro sind das Steuersignal $sig_{schedule}$ des Zeitplans des Lüftungsgeräts, der gemessene momentane Volumenstrom vor dem Ventilator $\dot{V}_{air,measured}$ sowie der Nennvolumenstrom $\dot{V}_{air,Rat}$, der im Ventilator hinterlegt ist. Aus der Multiplikation des Nennvolumenstroms mit dem Zeitplansignal ergibt sich der Sollwert, der am Ventilator gefördert werden soll. Dieser Sollwert wird in einem PI-Regler gesetzt. Der PI-Regler gleicht den Volumenstrom, der momentan am Ventilator gemessen wird, mit dem Sollwert ab. Als Ausgang gibt er ein Regelsignal aus. Dieses Regelsignal wird mit der Zone verknüpft. Damit wird der Volumenstrom in die Zone durch den Regler so beeinflusst, dass am Ventilator immer der gewünschte Volumenstrom gefördert wird.

| Küche | | | Gastraum | | | |
|---------------------------------|------------------|--------------------|----------------------------------|------------------|--------------------|--|
| Bezeichnung | Wert | Einheit | Bezeichnung | Wert | Einheit | |
| Angaben zur Betriebsweise | | | | | | |
| Betriebszeiten | 9.30 – 22.00 Uhr | _ | Betriebszeiten | 9.30 – 21.00 Uhr | _ | |
| $T_{\rm soll,ZUL,k}$ | 22 | °C | $T_{\rm soll,ABL,g}$ | 22 | °C | |
| | | | $T_{\max, ZUL, g}$ | 35 | °C | |
| | | | $T_{\min, \text{ZUL}, \text{g}}$ | 18 | °C | |
| Ventilatoren | | | | | | |
| $\Delta p_{ m venti,Rat,ZUL,k}$ | 894 | Pa | $\Delta p_{ m venti,Rat,ZUL,g}$ | 936 | Pa | |
| $\eta_{ m venti,Rat,ZUL,k}$ | 0,668 | - | $\eta_{ m venti,Rat,ZUL,g}$ | 0,66 | _ | |
| $\dot{V}_{ m air,Rat,ZUL,k}$ | 6500 | m³ h ⁻¹ | $\dot{V}_{ m air,Rat,ZUL,g}$ | 6300 | m³ h ⁻¹ | |
| $\Delta p_{ m venti,Rat,ABL,k}$ | 891 | Ра | $\Delta p_{ m venti,Rat,ABL,g}$ | 759 | Ра | |
| $\eta_{ m venti,Rat,ABL,k}$ | 0,669 | - | $\eta_{ m venti,Rat,ABL,g}$ | 0,655 | - | |
| $\dot{V}_{ m air,Rat,ABL,k}$ | 6500 | m³ h⁻¹ | $\dot{V}_{ m air,Rat,ABL,g}$ | 5800 | m³ h⁻¹ | |
| Wärmeübertrager | | | | | | |
| $\eta_{\mathrm{WRG,Rat,k}}$ | 0,726 | - | $\eta_{ m WRG,Rat,g}$ | 0,739 | _ | |
| $T_{\rm ABL,k,out,min}$ | 1 | °C | $T_{ m ABL,g,out,min}$ | 1 | °C | |
| Register | | | | | | |
| $\Delta T_{ m liq,Rat,heat,k}$ | 9 | К | $\Delta T_{ m liq,Rat,heat,g}$ | 7 | K | |
| $\Delta T_{ m liq,Rat,cool,k}$ | 8 | К | $\Delta T_{ m liq,Rat,heat,g}$ | 7 | К | |

| Tabelle 3: Parameter der Kom | ponenten der Lüftungsgeräte | in IDA ICE nach Herstellerunterlage | n [38] |
|------------------------------|---------------------------------|---|--------|
| Tabolio of Talamotor aor Hom | portonitori dor Editarigogorato | In ib, the hadrin hereteneral anternage | 1001 |

2.2.2.2 Pufferspeicher

Von beiden Pufferspeichern sind technische Unterlagen des Herstellers vorhanden [38]. Die Speicher verfügen über thermohydraulische Schichtweichen, um das Heizungswasser strömungsberuhigt entsprechend der Temperatur im Speicher einschichten zu können. Der Heizungspuffer fasst einen Inhalt von 820 I bei einem Durchmesser von 0,77 m und einer Höhe von 1,9 m (Werte ohne Dämmung). Der Speicher ist mit Teilkreisschalen mit einer Stärke von 120 mm sowie einer Deckel- und Bodendämmung aus Vlies gedämmt. Die Wärmeleitzahl λ der Dämmschalen beträgt 0,032 W m⁻¹ K⁻¹, die des Vlies 0,036 W m⁻¹ K⁻¹. Der Speicher ist aus Stahl, für die Wandung wird eine Wärmeleitzahl von 50 W m⁻¹ K⁻¹ und eine Wandstärke von 3 mm verwendet. Im Modell in IDA ICE wird der Wärmedurchgangszahl k separat für Mantel, Boden und Deckel angegeben. Anhand der Herstellerunterlagen werden die k-Werte nach Formel (1) und (2) berechnet. Für den Mantel wird ein k-Wert von 0,27 W m⁻² K⁻¹ berechnet, für Boden und Deckel liegt der k-Wert bei 0,335 W m⁻² K⁻¹.

$$k_{\text{Mantel}} = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{r_1 \cdot \ln(r_{i+1}/r_i)}{\lambda_i} + \frac{r_1}{r_n} \cdot \frac{1}{\alpha_2}\right]^{-1}$$
(1)

$$k_{\text{Boden}} = k_{\text{Deckel}} = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}\right]^{-1}$$
(2)

Der Heizungspuffer hat jeweils zwei Anschlüsse für Vor- und Rücklauf. Daran werden die beiden Wärmepumpen angeschlossen. Die Höhe der oberen Anschlüsse des Speichers liegt nach Abzug der Füße bei 1,62 m, die unteren Anschlüsse sind auf 0,18 m zu finden. Die Temperatur im Speicher wird an drei Messstellen auf 0,3 m, 1,0 m und 1,5 m erfasst. Die Anschlüsse für Vor- und Rücklauf des Heizkreisverteilers sind an der Ober- und Unterseite des Speichers angebracht. Als Notheizung sind zwei elektrisch betriebene Heizstäbe auf 0,65 und 1,2 m Höhe installiert Die Heizstäbe verfügen jeweils über eine Nennleistung von 24 kW, die in zwei Stufen à 12 kW gesteuert wird. Die Implementierung im Modell erfolgt über jeweils 2 Heizelemente mit einer Leistung von 12 kW, die auf derselben Höhe im Speicher angeordnet sind und separat angesteuert werden.

Die Abmessungen des Kältepuffers gleichen denen des Heizungspuffers. Der Nenninhalt liegt ebenfalls bei 820 I. Der Durchmesser und die Höhe des Puffers ohne Dämmung betragen 0,77 und 2,0 m. Die Dämmung ist mit synthetischem Kautschuk ausgeführt, der eine Wärmeleitzahl von 0,033 W m⁻² K⁻¹ aufweist. Die Dämmstärke beträgt 25 mm. Die *k*-Werte für Mantel und Boden bzw. Deckel betragen nach Berechnung durch die Formeln (1) und (2) 0,79 und 1,04 W m⁻² K⁻¹. Die vier Anschlüsse für Vor- und Rücklauf der Kältemaschinen liegen auf einer Höhe von 0,18 bzw. 1,62 m. Vor- und Rücklauf des Kälteverteilers werden an der Ober- und Unterseite des Speichers angeschlossen.

Das Verhalten des Speichermodells lässt sich zusätzlich über weitere Parameter beeinflussen. Es kann gewählt werden, ob das ideale oder nicht-ideale Speichermodell verwendet werden soll. Außerdem kann eingestellt werden, ob *"Shunts"* vorhanden sind. Zusätzlich lässt sich die Anzahl der Schichten des Speichermodells definieren. Der Autor der Studie [29] kommt zu dem Ergebnis, dass das Verhalten eines modernes Wärmepumpensystems mit Speicher durch das ideale Speichermodell sehr gut abgebildet werden kann. Im idealen Modell wird während der Simulation die Position von Vor- und Rücklauf stetig in Abhängigkeit der Schichttemperaturen in ihrer Höhe variiert. Dadurch erfolgt eine schichtweise Aufheizung des Speichers. Dies entspricht dem gewünschten Verhalten eines modernen Schichtspeichers. Aus diesem Grund wird die Verwendung des idealen Speichers für Wärmepumpensysteme empfohlen [31]. In dieser Arbeit wird der Heizungspufferspeicher deshalb ideal berechnet. Während der Arbeit zeigten sich im Kältepuffer unrealistisch niedrige Temperaturen von unter 0 °C, wenn dieser ideal gerechnet wurde, wohingegen das Verhalten bei nicht idealer Berechnung näherungsweise mit dem realen Speicher übereinstimmt. Aus diesem Grund wird der Kältespeicher nicht ideal berechnet.

Die Verwendung von *Shunts* entspricht im wesentlichen Mischventilen, die die Austrittstemperatur einem Sollwert anpassen [29]. Im realen Aufbau sind in den Heiz- und Kühlkreisen zu den Registern im Lüftungsgerät jeweils Regelventile vorgesehen (vgl. Abbildung 3). Um ein ähnliches Verhalten zu erzielen, wird die Funktion *Shunt* ebenfalls aktiviert. Damit wird eine konstante Vorlauftemperatur zu den Registern erreicht. Der Massenstrom zu den Registern wird automatisch entsprechend des Bedarfs berechnet und angepasst. Bei beiden Speichern wird die Anzahl der Schichten auf acht eingestellt. Dadurch ist eine Schicht im Speicher etwa 0,22 m stark. Wird die Anzahl der Schichten erhöht, wird grundsätzlich eine detailliertere Berechnung des Speichers durchgeführt, dies geht aber zulasten der Simulationsdauer.

2.2.2.3 Regelung

Es werden separate Regelungsmakros für die Regelung der Wärmepumpen, der Kältemaschinen und der Heizstäbe im Heizungspuffer entwickelt. Die wesentliche Funktion der Makros ist es, eine Annäherung der Betriebsweise des Modells an die reale Betriebsweise zu erzielen. Im Fall der Wärmepumpen- und Kältemaschinen muss unter anderem sichergestellt sein, dass nicht alle vier Modelle gleichzeitig in Betrieb sind. Die im Modell implementierte Regelungsstrategie stellt eine Vereinfachung der tatsächlichen Strategie dar.

Die reale Regelung basiert auf einer Fallunterscheidung, die von der Außenlufttemperatur abhängig ist. Es wird zwischen Winter, Sommer und einer Übergangszeit unterschieden (vgl. Tabelle 4). Im Winterfall erhalten beide reversible Wärmepumpen die Freigabe zum Heizen. Die Umschaltventile, die die Beladung der Speicher steuern, erhalten ebenfalls das Heizsignal. Der Winterbetrieb gilt ab einer Außentemperatur von unter 15 °C. In der Übergangsphase, bei einer Außenlufttemperatur zwischen 15 und 20 °C, erhält eine Wärmepumpe die Freigabe für den Heizbetrieb, die andere die Freigabe für den Kühlbetrieb. Bei entsprechendem Bedarf heizt also eine Wärmepumpe den Heizungsspeicher auf, die andere kühlt den Kältespeicher. Überschreitet die Außentemperatur 20 °C, gilt der Sommerfall. Beide Wärmepumpen sind im Kühlmodus zur Beladung des Kältespeichers freigegeben. Diese Regelungslogik wird auch für die Kältemaschinen abgebildet. Der Unterschied besteht in der Definition der Freigabe der Wärmepumpen. Diese sind entsprechend der außentemperaturabhängigen Betriebszustände umgekehrt. Die detaillierte Umsetzung der Regelungslogik in IDA ICE wird in Anhang A4 erläutert.

| Bezeichnung | <i>Τ</i> _{AUL} (°C) | Betriebsmodus Wärmepumpe 1 | Betriebsmodus Wärmepumpe 2 |
|---------------|------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Winter | <15°C | Heizen | Heizen |
| Übergangszeit | ≥15°C, ≤20°C | Heizen | Kühlen |
| Sommer | >20°C | Kühlen | Kühlen |

Tabelle 4: Darstellung der Betriebsmodi der Wärmepumpen in Abhängigkeit der Außentemperatur.

Die Regelung der Heizstäbe im Heizungspuffer erfolgt in zwei Stufen. Im Modell sind zur Abbildung der Heizstäbe im Pufferspeicher vier Heizelemente vorgesehen. Jedes dieser Heizelemente wird zur Regelung über einen Thermostat angesteuert. Dabei wird die erste Stufe auf beiden Höhen aktiviert, wenn die Speichertemperatur unter 30 °C fällt. Die zweite Stufe wird eingeschaltet, wenn die Speichertemperatur unter 25 °C sinkt. Für die Ansteuerung der im Tank höher positionierten Heizelemente wird der obere Temperatursensor verwendet, die beiden unteren Heizelemente werden anhand des Signals des unteren Temperatursensors gesteuert. Die Thermostate sind auf eine Hysterese von 3 K eingestellt und schalten die Heizelemente dementsprechend ab, wenn die Solltemperatur erreicht ist. So wird sichergestellt, dass die Heizelemente nur dann aktiv sind, wenn die Kapazität der Wärmepumpen nicht ausreichend ist.

Durch die in diesem Kapitel beschriebenen Schritte ist ein Simulationsmodell des Gebäudes und der Anlage entwickelt worden. Die relevanten Komponenten wurden entsprechend der Herstellerangaben parametriert. Aus der realen Regelungsstrategie wurde eine vereinfachte Logik in das Modell implementiert, um das Betriebsverhalten abzubilden. Das Basismodell wird im nächsten Schritt kalibriert und validiert. Zunächst folgt im anschließenden Kapitel eine detaillierte Beschreibung des Wärmepumpenmodells in IDA ICE und die Erläuterung einer Methodik, wie dieses ebenfalls nach Herstellerunterlagen parametriert werden kann. Die Kalibrierung und Validierung des gesamten Systems werden in Kapitel 4 und Kapitel 5 erläutert.
3 Kalibrierung Wärmepumpe

In diesem Kapitel wird die Kalibrierung des Wärmepumpenmodells in IDA ICE beschrieben. Der Autor der Studie [33] unterscheidet folgende allgemeine Methoden zur Modellierung eines Systems: Gleichungsbasierte Black-Box-Modelle, deterministische Modelle und eine Kombination aus beiden. Gleichungsbasierte Modelle beruhen demnach auf bekannten Leistungsdaten. Die physikalischen Prozesse des Systems werden nicht im Einzelnen abgebildet. Stattdessen wird das Modellverhalten aus hinterlegten Datenkurven ermittelt. Gleichungsbasierte Modelle weisen daher eine gute Genauigkeit auf, sofern sich das Modell innerhalb der durch die bekannten Leistungsdaten festgelegten Grenzen bewegt [33]. Es besteht jedoch die Gefahr eines unrealistischen Modellverhaltens, wenn die Grenzen verlassen werden [33]. Im Gegensatz dazu beruhen deterministische Modelle darauf, die einzelnen Komponenten eines Systems sowie deren thermodynamische und physikalische Grundlagen detailliert abzubilden. Diese Modelle haben den Vorteil, dass sie ein sehr gutes Simulationsverhalten aufweisen [33]. Nachteilig ist jedoch, dass zur Modellbildung sehr spezifische Informationen benötigt werden. Diese Daten werden in aller Regel nicht vom Hersteller zur Verfügung gestellt [33] - eine Aussage, die durch die Erfahrungen während der vorliegenden Arbeit definitiv bestätigt werden kann. In [33] wird eine Wärmepumpenmodell entwickelt, das dem Hybridansatz folgt. Dabei werden Herstellerdaten benötigt, um Gleichungen zu parametrieren, die das Verhalten des Wärmepumpensystems beschreiben. Der Benutzer gibt einen oder mehrere Betriebspunkte an. Das Betriebsverhalten der Wärmepumpe in einem spezifischen Betriebspunkt wird dann durch Interpolation aus den angegebenen Daten ermittelt [33]. Dieses Modell wurde in früheren Versionen von IDA ICE verwendet [31].

Die theoretischen Grundlagen des aktuell in IDA ICE implementierten Modells für Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen werden in [31] beschrieben. Für die beiden Anwendungsfälle sind in IDA ICE unterschiedliche Modelle auswählbar. Im Rahmen dieser Arbeit sind die Modelle einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ("A2WHP") und einer Luft-Wasser-Kältemaschine ("A2WC") relevant. Es gibt kein Modell, das eine reversible Wärmepumpe abbildet. Stattdessen werden die beiden Betriebsmodi separat durch eine das Wärmepumpen- bzw. Kältemaschinenmodell abgebildet. Ähnlich wie in der Vorgängerversion [33] beruht das aktuelle Modell in IDA ICE darauf, das Verhalten der Wärmepumpe auf Basis von Herstellerdaten abzubilden [31]. Ein Unterschied besteht jedoch darin, dass nur ein einzelner Auslegungsbetriebspunkt notwendig ist.

3.1 Mathematisches Modell

Zunächst werden im Folgenden die im Modell implementierten Gleichungen beschrieben. Die Erläuterungen beziehen sich auf die in [30] vorgestellten Gleichungen.

Die aktuelle Leistung am Kondensator \dot{Q}_{cond} und am Verdampfer \dot{Q}_{evap} wird im Modell in IDA ICE nach Formel (3) und (4) aus der Multiplikation der elektrischen Leistungsaufnahme P_{comp} mit der Leistungszahl für Heizen (*COP*) oder Kühlen (*EER*) bestimmt.

$$\dot{Q}_{\rm cond} = P_{\rm comp} \cdot COP \tag{3}$$

$$\dot{Q}_{\rm evap} = P_{\rm comp} \cdot EER \tag{4}$$

Das Modell unterscheidet zwischen Volllast- und Teillastverhalten. Die Modelleigenschaften bei Volllast werden nach Formel (5) und (6) ermittelt.

$$P_{\rm comp,F} = D \cdot exp(E \cdot T_{\rm evap} + F \cdot T_{\rm cond})$$
⁽⁵⁾

$$\dot{Q}_{\text{evap,F}} = A \cdot exp(B \cdot T_{\text{evap}} + C \cdot T_{\text{cond}})$$
⁽⁶⁾

Die Parameter A und D werden nach Formel (7) und (8) bestimmt. Die Parameter B, C, E und F sind abhängig vom gewählten Verdichtertyp.

$$D = P_{\text{comp,Rat}} \cdot exp\left(-E \cdot T_{\text{evap,Rat}} - F \cdot T_{\text{cond,Rat}}\right)$$
(7)

$$A = P_{\text{comp,Rat}} \cdot exp(-B \cdot T_{\text{evap,Rat}} - C \cdot T_{\text{cond,Rat}}) \cdot EER_{\text{Rat}}$$
(8)

$$P_{\text{comp,Rat}} = \begin{cases} \frac{Q_{\text{cond,Rat}}}{COP_{\text{Rat}}}, & \text{Wärmepumpe} \\ \frac{\dot{Q}_{\text{evap,Rat}}}{EER_{\text{Rat}}}, & \text{Kältemaschine} \end{cases}$$
(9)

Die Verdichterleistung $P_{\text{comp,Rat}}$, die zur Berechnung der Parameter *A* und *D* verwendet wird, berechnet sich nach Formel (9) aus der Leistung $\dot{Q}_{\text{cond,Rat}}$ bzw. $\dot{Q}_{\text{evap,Rat}}$ und der Leistungszahl COP_{Rat} bzw. EER_{Rat} . Das Subskript \cdot_{Rat} weist darauf hin, dass diese Parameter durch den Auslegungsbetriebspunkt bestimmt werden. Der Auslegungsbetriebspunkt wird vom Benutzer bei der Konfiguration des Modells festgelegt. Die Temperaturen $T_{\text{evap,Rat}}$ und $T_{\text{cond,Rat}}$ werden ebenfalls unter Verwendung der Auslegungsbedingungen nach Formel (10) und (11) bestimmt. In die Berechnung fließen die Temperatur des Mediums am Ein- und Austritt von Kondensator und Verdampfer ($T_{\text{c,in}}$, $T_{\text{c,out}}$ bzw. $T_{\text{e,in}}$, $T_{\text{e,out}}$) sowie die logarithmischen Temperaturdifferenzen ΔT_{c} und ΔT_{e} an Kondensator und Verdampfer mit ein. Während der Simulation wird die aktuelle Kondensationstemperatur T_{cond} bzw. die Verdampfungstemperatur T_{evap} in Formel (5) und (6) ebenfalls nach Formel (10) und (11) berechnet.

$$T_{\rm cond} = \frac{T_{\rm c,in} - T_{\rm c,out} \cdot exp\left(\frac{T_{\rm c,out} - T_{\rm c,in}}{\Delta T_{\rm c}}\right)}{1 - exp\left(\frac{T_{\rm c,out} - T_{\rm c,in}}{\Delta T_{\rm c}}\right)}$$
(10)

$$T_{\text{evap}} = \frac{T_{\text{e,in}} - T_{\text{e,out}} \cdot exp\left(\frac{T_{\text{e,out}} - T_{\text{e,in}}}{\Delta T_{\text{e}}}\right)}{1 - exp\left(\frac{T_{\text{e,out}} - T_{\text{e,in}}}{\Delta T_{\text{e}}}\right)}$$
(11)

Anhand der zuvor dargestellten Formeln wird das Volllastverhalten der Kältemaschine abgebildet. Die elektrische Leistungsaufnahme bei Teillast berechnet sich mit Formel (12). Dabei entspricht c_{ctrl} dem Regelsignal der Wärmepumpenregelung.

$$P_{\rm comp} = c_{\rm ctrl} \cdot P_{\rm comp,F} \tag{12}$$

Das Teillastverhalten der Wärmepumpe kann auf drei unterschiedliche Arten definiert werden. Für moderne Wärmepumpen wird die Verwendung des Teillastverhaltens empfohlen, das auf dem Teillastexponenten *G* beruht [31]. Intensive Tests und Validierungen hätten gezeigt, dass das Verhalten sich gut für die Abbildung moderner Wärmepumpen eignet, die mit einer An-/Aus-Regelung oder einem Inverter geregelt werden [31].

Die in Formel (13) beschriebene Kennzahl *PLF* (*part load fraction*) wird zur Berechnung des Teillastverhaltens verwendet und beschreibt das Verhältnis der Leistungszahl *COP* und der Leistungszahl *COP*_F bei Volllast. Sie lässt sich aus *G* und dem *PLR* (*part load ratio*), das nach Formel (14) das Verhältnis der Heiz- bzw. Kühlleistung zwischen Teillast und Volllast darstellt, ermitteln. Die Auswahl der Berechnungsmethode für das Teillastverhalten erfolgt über den Parameter P_{min} . Wird dieser kleiner als Null gesetzt, erfolgt die Berechnung unter Verwendung von *G* (vgl. Formel (15)). Auf eine Darstellung der weiteren, nicht verwendeten Berechnungsvarianten wird zugunsten der Übersichtlichkeit verzichtet.

$$PLF = 1 + G \cdot ln(PLR) = \begin{cases} \frac{COP}{COP_{\rm F}}, & \text{Wärmepumpe} \\ \frac{EER}{EER_{\rm F}}, & \text{Kältemaschine} \end{cases}$$
(13)

$$PLR = \begin{cases} \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{evap,F}}, & \text{Wärmepumpe} \\ \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{evap,F}}, & \text{Kältemaschine} \end{cases}$$
(14)

 $P_{\min} < 0$: Verwendung des Models mit dem Teillast – Exponenten *G* (15)

3.2 Parameteridentifikation

Die folgenden Erläuterungen beziehen sich auf das Modell der Wärmepumpe, sind jedoch auf das Kältemaschinenmodell übertragbar. Ein Einblick in die Benutzeroberfläche wird in Anhang A5 gegeben. In einem Hinweis in IDA ICE wird davon abgeraten, außer der Leistung der Wärmepumpe weitere Parameter im Modell zu ändern, um eine realistische Leistungscharakteristik des Modells über den gesamten Leistungsbereich nicht zu gefährden. Das Basismodell ermöglicht bei Beachtung des Warnhinweises also Simulationen von Maschinen mit einer benutzerdefinierten Nennleistung. Keine weitere Berücksichtigung hingegen findet in diesem Fall das gerätespezifische Effizienzverhalten. Um das Verhalten dennoch zu verändern, müssen die Modellparameter angepasst werden. Die Parametrierung erfolgt durch die Angabe der Modellparameter bei Auslegungsbedingungen (*rated conditions*). Auf Basis dieser Auslegungsbedingungen wird das Modellverhalten in abweichenden Betriebspunkten anhand Formel (3) bis (15) bis ermittelt.

In diesem Abschnitt werden die Modellparameter identifiziert. Eine Übersicht der Paramater wird in Tabelle 5 gegeben. Zunächst ist die Heizleistung $\dot{Q}_{cond,Rat}$ und der COP_{Rat} anzugeben. Für den Verdampfer werden die luftseitige und logarithmische Temperaturdifferenz benötigt. Diese Differenzen werden, in Kombination mit den luftseitigen Auslegungsbedingungen, zur Berechnung der Verdampfungstemperatur $T_{evap,Rat}$ verwendet (vgl. Formel (11)). Die minimale Verdampfungstemperatur $T_{evap,min}$ des Kältemittels, die ebenfalls anzugeben ist, ist abhängig vom verwendeten Kältemittel. Am Verdampfer ist zudem das Verhältnis *SHR* zwischen sensibler und gesamter Kühlleistung sowie die Druckerhöhung und Effizienz des luftseitigen Ventilators anzugeben. Aufseiten des Kondensators sind die anzugebenden Parameter die logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_c und die maximale Kondensationstemperatur $T_{cond,max}$ des Kältemittels. Analog zum Verdampfer dienen diese Größen zur Berechnung der Kondensationstemperatur $T_{cond,Rat}$. Für den Verdichter sind verschiedene Standardkonfigurationen hinterlegt. Das Verhalten des Verdichters wird durch die vier Parameter B, C, E und F definiert. Diese Parameter werden in Formel (5) und (6) verwendet und dienen der Berechnung der Heizleistung und der elektrischen Leistung.

Um das Modell so zu kalibrieren, dass es eine reale Wärmepumpe abbildet, müssen die oben beschriebenen Modellparameter der realen Wärmepumpe ermittelt werden. Die DIN EN 14511 [24] definiert, unter welchen Bedingungen Hersteller Leistungszahlen angeben müssen. Dementsprechend sind aus Herstellerunterlagen und in entsprechenden Auslegungsprogrammen verschiedene Betriebspunkte unter genormten Bedingungen abrufbar. Ein Betriebspunkt wird nach DIN EN 14511 durch Vorgaben zur Vorlauftemperatur, der wasserseitige Spreizung, der Temperatur der Außenluft, der Wärmeleistung und der Leistungszahl beschrieben. Tiefergehende Informationen, wie z B. logarithmische Temperaturdifferenzen, die zur Konfigurierung des IDA ICE Modells nötig wären, sind in aller Regel nicht in den Herstellerunterlagen zu finden und bedeutend schwieriger zu ermitteln. Auch die vier Parameter B, C, E und F, die das Verhalten des Verdichters definieren, sind nicht bekannt. Zwar sind im Basismodell verschiedene Verdichtertypen hinterlegt, es ist aber nicht ohne Weiteres zu beurteilen, ob die implementierte Verdichtercharakteristik den realen Fall treffend abbildet.

Tabelle 5 enthält eine zusammenfassende Darstellung der bekannten und unbekannten Modellparameter. Das Leistungsverhältnis *SHR* sowie die Angaben zum Ventilator werden dabei nicht weiter berücksichtigt. Der Einfluss des *SHR* auf das Modell ist unklar. Während zahlreicher Experimente mit dem Modell konnte aber festgestellt werden, dass ein Verändern des *SHR* zu numerischen Problemen im Modell führt. Aus diesem Grund wird der Parameter mit dem Standardwert angenommen. Da der COP_{Rat} nach DIN EN 14511 die Leistungsaufnahme des Ventilators bereits berücksichtigt, werden die Angaben zum Ventilator ebenfalls nicht verändert. Der Einfluss des Ventilators ist aufgrund der geringen Leistung im Vergleich zur Geräteleistung zudem sehr gering.

| Bekannt (=Auslegungsbetriebspunkt) | Unbekannt (= Optimierungsvariablen) |
|--|--|
| (aus Herstellerdaten nach DIN EN 14511) | |
| Heizleistung $\dot{Q}_{\text{cond,Rat}}$ | log. Temperaturdifferenz Verdampfer $\Delta T_{ m e}$ |
| Leistungszahl COP _{Rat} | log. Temperaturdifferenz Kondensator $\Delta T_{ m c}$ |
| Trockenkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{e,DB,in}$ | Temperaturdifferenz $T_{e,DB,in} - T_{e,DB,out}$ |
| Feuchtkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{e,WB,in}$ | Verdichterparameter B, C, E, F |
| Wassertemperatur Kondensator-Austritt $T_{c,out}$ | |
| Wassertemperatur Kondensator-Eintritt $T_{c,in}$ | |
| Minimale Verdampfungstemperatur T _{evap,min} | |
| Maximale Kondensationstemperatur T _{cond,Rat} | |

Tabelle 5: Bekannte und unbekannte Modellparameter im Wärmepumpenmodell in IDA ICE.

3.3 Methodik

Das Modell in IDA ICE wird durch die Angabe der Modellparameter im Auslegungsbetriebspunkt konfiguriert. Das Verhalten in abweichenden Betriebspunkten wird aus den vorangehenden Gleichungen (3) bis (15) berechnet. Durch Anpassen der Modellparameter kann das Verhalten des Modells beeinflusst werden. Dabei kann zwischen bekannten und unbekannten (vgl. Tabelle 5) Parametern unterschieden werden. Die in der Studie [31] vorgestellte Methodik besteht darin, das Modell nach Herstellerdaten im Auslegungsbetriebspunkt zu konfigurieren und in unterschiedlichen Betriebspunkten zu simulieren. Anschließend wird das simulierte Verhalten der einzelnen Betriebspunkte mit den Herstellerdaten verglichen.

Da das Verhalten des Modells über einen Betriebsbereich validiert werden soll, werden mehrere Betriebspunkte aus den Herstellerunterlagen benötigt. Ein Betriebspunkt wird durch die Temperatur der Außenluft, der Vorlauftemperatur, der Heizleistung und dem *COP* definiert. Die Betriebspunkte sollten so gewählt werden, dass der gesamte Betriebsbereich abgedeckt ist [31]. In den beiden Studien [30] und [31] werden zur Parametrierung des Modells jeweils acht unterschiedliche Betriebspunkte gewählt. Als Beurteilung des Modellverhaltens wird der *SPF* (*seasonal performance factor*) verwendet, der eine Arbeitszahl über einen bestimmten Zeitraum beschreibt. Der Faktor berechnet sich nach Formel (16) und stellt das Verhältnis der im Betrachtungszeitraum erzeugten Wärmeenergie Q_{cond} zur bezogenen elektrischen Energie W_{el} dar. Anhand des *SPF* kann die Abweichung zwischen Modell und Herstellerdaten als Fehler berechnet werden.

$$SPF = \frac{\sum Q_{\text{cond}}}{\sum W_{\text{el}}}$$
(16)

Um den Fehler zwischen Modell und Daten zu minimieren, werden die unbekannten Parameter verändert. Dies könnte von Hand oder in Parameterstudien durchgeführt werden. Weitaus effizienter aber ist es, die Kalibrierung der Parameter mit einem Optimierungstool durchzuführen [31]. In den Studien [30, 31] wird zu diesem Zweck das Tool *Multi-Objective Building Optimization* (MOBO) verwendet. Als Optimierungsvariablen dienen die unbekannten Modellparameter, die zu optimierende Funktion ist der *SPF*-Wert über den Simulationszeitraum.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde neben den Studien [30, 31] auch eine Anleitung² verwendet, die von IDA ICE zur Verfügung gestellt wurde. Deshalb kommt es zu kleineren Abweichungen in Bezug auf die genannten Studien. Die grundsätzliche Methodik bleibt jedoch unverändert. Zunächst müssen unterschiedliche Betriebspunkte aus den Herstellerunterlagen der Wärmepumpe zur Verfügung stehen. Anschließend wird der gewünschte Betriebsbereich identifiziert. Anstatt ein Modell über den Simulationszeitraum in unterschiedlichen Betriebspunkten zu simulieren, werden simultan mehrere Modelle simuliert. Dabei wird jedes dieser Modelle in einem anderen Betriebspunkt simuliert. Der Auslegungsbetriebspunkt ist aber in jedem Modell

² Diese Anleitung wurde über das Benutzerforum von IDA ICE zur Verfügung gestellt und ist öffentlich nicht zugänglich. Sie kann mit einer gültigen Lizenz unter dem folgenden Link abgerufen werden: http://forum.equa.se/question/3969/parameter-identification-for-heat-pumps-and-other-components/, zuletzt geprüft am 07.08.2022

identisch, da das Verhalten eines Basismodells über den ganzen Betriebsbereich validiert werden soll. Eine Beschreibung des Simulationsaufbaus³ in IDA ICE ist in Anhang A6 hinterlegt.

Die Abweichung zwischen Modell und Herstellerdaten wird mittels der in IDA ICE implementierten Fehlerfunktion ermittelt. In der Fehlerfunktion werden die Leistungen des Verdichters und des Verdampfers für jeden einzelnen Betriebspunkt hinterlegt. Analog dazu werden die in der Simulation berechneten Leistungen der einzelnen Modelle mit der Fehlerfunktion verknüpft. Die Fehlerfunktion berechnet nach Formel (17) paarweise für jeden Betriebspunkt *i* die Differenz aus dem simulierten Wert z_{simu} und dem Wert z_{data} aus den Unterlagen. Aus der Summe aller quadrierter Differenzen und der Anzahl an Betriebspunkten *n* wird mit Formel (17) die Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (*Root-Mean-Square-Error, RMSE*) bestimmt.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (z_{\rm simu} - z_{\rm data})^2}$$
(17)

Das Ausgangssignal der Fehlerfunktion beschreibt demnach, wie groß die mittlere Fehlerquadratsumme über alle Betriebspunkte hinweg ist. Mittels eines Optimierungstools soll dieser Fehler minimiert werden. Als Optimierungstool wird GenOpt [41] verwendet. Es eignet sich zur Minimierung einer Zielfunktion und kann mit IDA ICE gekoppelt werden. Eine schematische Darstellung der Vorgehensweise findet sich in Abbildung 8.

Die Zielfunktion der Optimierung ist die Fehlerfunktion, die in IDA ICE berechnet wird. Die Optimierungsvariablen sind die unbekannten Modellparameter aus Tabelle 5. GenOpt generiert vor jeder Simulation neue Werte für die Optimierungsvariablen. Anschließend wird die Simulation in IDA ICE angestoßen und durchgeführt. Anhand des Ergebnisses der Fehlerfunktion werden die Modellparameter von GenOpt neu gewählt. Dieser Ablauf wird iterativ wiederholt, bis das Minimum detektiert wird und die Optimierung abgeschlossen ist. Als Nebenbedingung wird in IDA ICE für jeden Parameter ein zulässiger Wertebereich definiert. In den vorgestellten Studien [30, 31] wird betont, dass die Wahl des Auslegungsbetriebspunkts einen Einfluss auf die Genauigkeit des Modells hat. Es macht also einen Unterschied, welcher der n Betriebspunkte als Auslegungsbetriebspunkt definiert wird. Um den optimalen Auslegungsbetriebspunkt zu identifizieren, wird die Optimierung so oft wiederholt, bis sie für jeden der n Betriebspunkte durchgeführt wurde. Zur Verdeutlichung des Zusammenhangs wird in

³ Die Simulationsdateien zur Kalibrierung der Wärmepumpen sind unter dem folgenden Link abrufbar: https://www.dropbox.com/sh/ds5w2xztpemq0vl/AABme47oNTEbMojO6bNYX1cKa?dl=0

Abbildung 8 der Zähler (*counter*) c verwendet. Das Modell mit dem minimalen Fehler aus allen Optimierungen ist dann das Modell, das den Realfall am besten abbildet.



Abbildung 8: Ablaufdiagramm der Vorgehensweise bei der Optimierung.

Die vorhandenen Studien [30, 31] parametrieren das Betriebsverhalten der Wärmepumpen ausschließlich bei Volllast. In den Herstellerunterlagen der R32-WP sind auch Angaben zum Teillastverhalten gegeben. Das Teillastverhalten wird über den Parameter *G* nach Formel (13) bestimmt. Für das zuvor kalibrierte Modell wird deshalb in einer Parameterstudie das Regelsignal der Wärmepumpe und der Parameter *G* schrittweise variiert und die Leistungszahl jedes Modells ermittelt. Anschließend wird der *RMSE* über den gesamten verfügbaren Leistungsbereich berechnet. In den generierten Daten wird dann der minimale *RMSE* gesucht. Der dazu korrespondierende Wert für *G* entspricht damit dem Optimum. Somit wird das Verhalten des Modells im Teillastbetrieb optimiert.

In [30, 31] wird die Methodik für unterschiedliche Wärmepumpenmodelle durchgeführt. Da die mathematischen Grundlagen des Wärmepumpenmodells mit dem Modell der Kältemaschine übereinstimmen, ist der Ansatz übertragbar. Dementsprechend wird anhand der geschilderten Methodik die Kalibrierung der Kältemaschinen durchgeführt.

3.4 Eingangsdaten

Dieses Kapitel beschreibt die Eingangsdaten für die Kalibrierung der Wärmepumpenmodelle. Die Eingangsdaten werden aus den jeweiligen Herstellerunterlagen entnommen.

3.4.1 R32-WP

Vom Hersteller sind Betriebspunkte über ein breites Betriebsspektrum verfügbar [38]. Ein Betriebspunkt einer Wärmepumpe ist durch die Austrittstemperatur am Kondensator (Vorlauftemperatur), die Eintrittstemperatur am Verdampfer (Außenlufttemperatur), die entsprechende Heizleistung und die Leistungszahl definiert. Für die Kältemaschine ist stattdessen die Kälteleistung relevant. Zudem sind Kondensator und Verdampfer im Vergleich zur Wärmepumpe vertauscht.

Im Heizbetrieb sind Vorlauftemperaturen in einer Auflösung von 5°C zwischen 25 und 55°C angegeben. Für jede dieser Vorlauftemperatur ist der Betriebspunkt in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur zwischen -10 und 18°C dokumentiert. Die Vorlauftemperaturen von 50 bzw. 55°C können bei Lufttemperaturen von -10°C bzw. von unter 0°C nicht erreicht werden. Dementsprechend sind für diese Zustände keine Betriebspunkte verfügbar. In jedem Betriebspunkt ist die Heizleistung und der *COP* nach DIN EN 14511 angegeben.

Im Kühlbetrieb bewegen sich die Vorlauftemperaturen der Betriebspunkte zwischen 5 und 20°C, bei Lufttemperaturen zwischen 10 und 45°C. Für jeden Betriebspunkt ist die Kühlleistung und das *EER* nach DIN EN 14511 angegeben. Zudem ist jeder Betriebspunkt mit einer Auflösung von 10% bei einer Leistung von 30-100% definiert. 30% entspricht dabei der minimalen Leistung. Eine tabellarische Darstellung der Betriebspunkte für den Heiz- und Kühlfall ist in Anhang A7 hinterlegt.

Für die Kalibrierung des Wärmepumpen- und Kältemaschinenmodells werden alle verfügbaren Betriebspunkte bei Volllast verwendet. Für den Heizfall entspricht ergeben sich 39, für den Kühlfall 30 Betriebspunkte (vgl. Tabelle 6). Diese Anzahl an Modellen wird während der Optimierung simultan in IDA ICE berechnet. Somit wird jeder Betriebspunkt in einem der Modelle simuliert. Um die Auslegungsbedingungen mit der geringsten Abweichung zu finden, wird die Optimierung wiederholt. Bei jeder neuen Optimierung wird der ein neuer Auslegungsbetriebspunkt eingesetzt, um das Modell zu kalibrieren.

| $T_{\rm cond}$ bzw. $T_{\rm evap}$ (°C) $T_{\rm AUL}$ (°C) | | Anzahl Betriebspunkte (Volllast) |
|--|--------------------|----------------------------------|
| | Heizbetrieb | |
| 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 | -10, -7, 2, 10, 18 | 39 |
| | Kühlbetrieb | |
| 5, 7, 10, 15, 18, 20 | 10, 15, 25, 35, 45 | 30 |

Tabelle 6: Verfügbare Betriebspunkte für die R32-WP nach Herstellerunterlagen [38].

Zum Vergleich wird zudem das Standardmodell simuliert. Im Standardmodell werden die bekannten Modellparameter einem Auslegungsbetriebspunkt nach Herstellerunterlagen entsprechend angepasst. Die unbekannten Modellparameter werden nicht verändert. Der Verdichtertyp wird gemäß den Herstellerunterlagen aus den Vorlagen in IDA ICE ausgewählt.

3.4.2 R290-WP

Für die R290-WP wurden ebenfalls Betriebspunkte vom Hersteller angefordert. Die Betriebspunkte sind bei Volllast angegeben. Es liegen keine Informationen zum Teillastverhalten vor. Für die Wärmepumpe sind Betriebspunkte für Vorlauftemperaturen zwischen 30 und 60 °C bei denselben Außenlufttemperaturen wie der R32-Wärmepumpe vorhanden (vgl. Tabelle 7). Die Vorlauftemperaturen im Kühlfall sind im Bereich zwischen 5 und 7°C angegeben. Im Heizfall sind insgesamt 36 Betriebspunkte zur Kalibrierung vorhanden, im Kühlfall 20. Damit liegen zwar weniger Betriebspunkte als bei der R32-Anlage vor, dennoch wird der Betriebsbereich vollständig abgedeckt. Ale vorhandenen Betriebspunkte sind in Anhang A8 einsehbar.

Die Vorgehensweise zur Kalibrierung des Modells ist dieselbe, wie bei der R32-WP. Für jeden Betriebspunkt wird eine Optimierung der Modellparameter durchgeführt. Ein anschließender Vergleich der Fehlerwerte führt zur Identifikation des Auslegungsbetriebspunktes.

| $T_{\rm cond}$ bzw. $T_{\rm evap}$ (°C) | <i>Τ</i> _{AUL} (°C) | Anzahl Betriebspunkte (Volllast) |
|---|------------------------------|----------------------------------|
| | Heizbetrieb | |
| 30, 40, 45, 50, 55, 60 | -10, -7, 2, 10, 18 | 36 |
| | Kühlbetrieb | |
| 5, 7, 10, 12 | 10, 15, 25, 35, 45 | 20 |

Tabelle 7: Verfügbare Betriebspunkte für die R290-WP nach Herstellerunterlagen [38].

3.5 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Kalibrierung der beiden Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb werden in diesem Kapitel präsentiert. Zur besseren Übersichtlichkeit erfolgt eine Unterteilung der Ergebnisse nach dem Wärmepumpentyp. Im Wärmepumpenmodell konnten nicht alle Betriebspunkte als Auslegungsbetriebspunkt simuliert werden. Bei Auslegungsbetriebspunkten mit einer negativen Außentemperatur traten numerische Probleme bei der Berechnung der Taupunkttemperatur im Verdampfer auf, die zu einem Abbruch der Simulation führen. Für alle anderen Betriebspunkte konnte die Optimierung durchgeführt werden.

3.5.1 R32-WP

In Abbildung 9 ist der Fehlerwert über alle Betriebspunkte nach durchgeführter Optimierung dargestellt. Eine tabellarische Darstellung der Ergebnisse der Optimierungsstudie findet sich

in Anhang A9. Beim Wärmepumpenmodell liegt der minimale Fehler $RMSE_{min}$ bei einem Wert von 493 W. Der dazugehörige Auslegungsbetriebspunkt liegt bei einer Vorlauftemperatur von 55°C und einer Außenlufttemperatur von 7°C. Da der *RMSE* die gleiche Skalierung aufweist, wie die zugrundliegenden Daten, entspricht dies einer mittleren Abweichung von rund 500 W. Anhand der Streuung der Werte ist erkennbar, dass die Wahl des Auslegungsbetriebspunktes das Ergebnis der Optimierung beeinflusst. Dabei ist sowohl die Vorlauftemperatur als auch die Temperatur der Außenluft von Bedeutung. Während bei einer Außenlufttemperatur von 2°C alle Werte einen Fehler von deutlich unter 1.000 W aufweisen, sind die Werte bei 18°C sehr viel breiter gestreut und zeigen insgesamt höhere Fehlerwerte von rund 2.000 W bis zu über 5.000 W auf. Insgesamt erzielen mehrere Betriebspunkte ähnlich niedrige Fehlerwerte und eignen sich daher, um das Wärmepumpenmodell zu kalibrieren. Die Konfiguration mit dem geringsten Fehlerwert wird ausgewählt, um das Wärmepumpenmodell für weitere Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit zu kalibrieren. Die optimierten Parameter des Wärmepumpenmodells sind in Tabelle 8 dokumentiert.



Abbildung 9: Ergebnisse der Optimierungstudie der R32-WP für das Modell der Wärmepumpe (links) und der Kältemaschine (rechts).

Die berechneten Fehler des Modells der Kältemaschine weisen im Vergleich zum Wärmepumpenmodell eine geringere Streuung auf (vgl. Abbildung 9). Der Wertebereich liegt zwischen rund 600 und 1.600 W. Der minimale Fehler $RMSE_{min}$ liegt bei 565 W und tritt beim Auslegungspunkt mit einer Vorlauftemperatur von 10°C und einer Außenlufttemperatur von 35°C auf. Bei Außenlufttemperaturen zwischen 10 und 25°C bewegen sich die Fehlerwerte in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur zwischen 600 und 800 W. Bei höheren Temperaturen der Außenluft nehmen die Ausreißer zu hohen Fehlerwerten zu. Es sind insgesamt mehrere Betriebspunkte zu erkennen, die einen ähnlich niedrigen *RMSE* erzielen und somit allesamt eine geringe Abweichung zu den Herstellerdaten aufweisen. Die Parameter des optimierten Modells mit dem geringsten Fehler sind in Tabelle 9 einsehbar.

| Parameter Wärmepumpe | Standard | Kalibriert | Einheit |
|---|----------------------------|------------------------------|---------|
| Auslegungsbetriebspunkt | | | |
| Heizleistung $\dot{Q}_{ m cond,Rat}$ | 55,5 | 54,0 | kW |
| Leistungszahl COP _{Rat} | 3,3 | 2,72 | - |
| Trockenkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{ m e,DB,in}$ | 7,0 | 7,0 | °C |
| Feuchtkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{\rm e,WB,in}$ | 6,0 | 6,0 | °C |
| Wassertemperatur Kondensator-Eintritt $T_{c,in}$ | 40,0 | 50,0 | °C |
| Wassertemperatur Kondensator-Austritt $T_{c,out}$ | 45,0 | 55,0 | °C |
| Minimale Verdampfungstemperatur T _{evap,min} | -52 | -52 | °C |
| Maximale Kondensationstemperatur $T_{\rm cond,Rat}$ | 78 | 78 | °C |
| Parameteroptimierung | | | |
| Verdichterparameter B / C / E / F | 3,43 / -1,14 / 0,4 / 1,79ª | 7,38 / -1,735 / 0,975 / 1,49 | % |
| Temperaturdifferenz $T_{e,DB,in} - T_{e,DB,out}$ | 12,64 | 12,45 | К |
| log. Temperaturdifferenz Verdampfer $\Delta T_{ m e}$ | 5,5 | 4,0 | К |
| log. Temperaturdifferenz Kondensator $\Delta T_{ m c}$ | 6,6 | 6,0 | К |

Tabelle 8: Parameter des Wärmepumpenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R32-WP.

^a Für den Standardfall wurde ein Schraubenverdichter in IDA ICE ausgewählt.

| Fabelle 9: Parameter de | Kältemaschinenmodells vor | und nach der | Kalibrierung für die R3 | 32-WP |
|-------------------------|---------------------------|--------------|-------------------------|-------|
|-------------------------|---------------------------|--------------|-------------------------|-------|

| Parameter Kältemaschine | Standard | Kalibriert | Einheit |
|---|----------------------------|--------------------------------|---------|
| Auslegungsbetriebspunkt | | | |
| Kühlleistung $\dot{Q}_{ m cond,Rat}$ | 58,5 | 58,5 | kW |
| Leistungszahl EER _{Rat} | 3,34 | 3,34 | - |
| Trockenkugeltemperatur Kondensator-Eintritt $T_{c,DB,in}$ | 35 | 35 | °C |
| Feuchtkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{c,WB,in}$ | 26 | 26 | °C |
| Wassertemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{c,in}$ | 15 | 15 | °C |
| Wassertemperatur Verdampfer-Austritt $T_{c,out}$ | 10 | 10 | °C |
| Minimale Verdampfungstemperatur $T_{\rm evap,min}$ | -52 | -52 | °C |
| Maximale Kondensationstemperatur T _{cond,Rat} | 78 | 78 | °C |
| Parameteroptimierung | | | |
| Verdichterparameter B / C / E / F | 3,43 / -1,14 / 0,4 / 1,79ª | 4,498 / -1,323 / -0,27 / 1,974 | % |
| Temperaturdifferenz $T_{c,DB,in} - T_{c,DB,out}$ | 8,0 | 18,45 | К |
| log. Temperaturdifferenz Verdampfer $\Delta T_{ m e}$ | 5,5 | 5,95 | К |
| log. Temperaturdifferenz Kondensator $\Delta T_{\rm c}$ | 6,6 | 4,0 | К |

^a Für den Standardfall wurde ein Schraubenverdichter in IDA ICE ausgewählt.

Abbildung 10 zeigt den *COP* des optimierten Wärmepumpenmodells über den gesamten Betriebsbereich. Zusätzlich ist der Verlauf des Standardmodells dargestellt. Es ist deutlich erkennbar, dass der *COP* des Modells an die Herstellerdaten angenähert wurde. Die Abweichung bei den unterschiedlichen Vorlauftemperaturen ist als *RMSE* abgebildet. Alle Fehler bewegen sich zwischen 0,037 und 0,142. Bei niedrigen Vorlauftemperaturen und hohen Außenlufttemperaturen liegt der *COP* des optimierten Modells tendenziell unter dem des Herstellers. Das Modell würde in diesen Betriebspunkten also einen etwas höheren Bedarf an elektrischer Energie aufweisen. Im Gegensatz dazu bewegt sich der *COP* des Modells bei Vorlauftemperaturen ab 45°C etwas über dem des Herstellers. Auch im Vergleich mit dem Standardmodell ist der Einfluss der Kalibrierung deutlich zu erkennen. Das Standardmodell weist gegenüber den Herstellerdaten in Bezug auf den *COP* über alle Betriebspunkte einen Fehler von 0,534 auf. Der gesamte Fehler des optimierten Modells liegt hingegen bei lediglich 0,081. Wie in Abbildung 10 deutlich wird, liegt der *COP* des Standardmodells bei positiven Außenlufttemperaturen deutlich unter dem des Herstellers. Dabei wird die Abweichung größer, je höher die Temperatur der Außenluft wird. Bei negativen Außenlufttemperaturen ist die Effizienz des Standardmodells im Vergleich zum Hersteller geringfügig besser.



Abbildung 10: Darstellung des *COP* der R32-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung.

Beim Vergleich des *EER* der Kältemaschine zwischen Hersteller und den Modellen in IDA ICE ist zu erkennen, dass die Kurven sich vergleichsweise stark ähneln (vgl. Abbildung 11). Im Gegensatz zum Wärmepumpenmodell sind die Abweichungen deutlich geringer. Das optimierte Modell erreicht Fehlerwerte zwischen 0,06 und 0,339. Insgesamt beträgt der *RMSE* des optimierten Modells 0,184, der des Standardmodells liegt bei 0,33. Wie in der graphischen

Darstellung erkennbar ist, wird durch die Optimierung des Modells eine bessere Annäherung an die Herstellerdaten erreicht. Bei einer Vorlauftemperatur von 15°C ist die Abweichung zum Hersteller bei beiden Modellen am größten. Insbesondere bei einer Außenlufttemperatur von 25°C besteht eine große Differenz zu der Kurve des Herstellers. Dies wirkt sich negativ auf den gesamten *RMSE* aus. Das optimierte Modell erzielt bei geringeren Vorlauftemperaturen eine etwas höhere Leistungszahl, während sie bei höheren Vorlauftemperaturen und niedrigen Außenlufttemperaturen geringfügig unter den Herstellerwerten liegt.



Abbildung 11: Darstellung des *EER* der R32-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung.

Zur Kalibrierung des Parameters *G* wird das Steuersignal des bereits kalibrierten Modells der Wärmepumpe und der Kältemaschine in Zehner-Schritten von 1 bis 0,3 variiert. Es werden verschiedene Werte für *G* eingesetzt. Für jede Konfiguration wird der *RMSE* aus den Leistungszahlen über das gesamte Leistungsspektrum berechnet. Der geringste *RMSE* für das Wärmepumpenmodell wird bei einem *G*-Wert von 0,24 ermittelt, für das Modell der

Kältemaschine liegt *G* bei 0,02. Der *RMSE* über das gesamte Leistungsspektrum beträgt dabei 0,177 im Heizfall und 0,53 im Kühlfall. Das Teillastverhalten des Wärmepumpenmodells wird also besser an die Herstellerdaten angenähert als das des Kältemaschinenmodells.

3.5.2 R290-WP

Die Ergebnisse der einzelnen Optimierungen sind in Abbildung 12 dargestellt. Eine tabellarische Übersicht der Daten für Wärmepumpe und Kältemaschine findet sich in Anhang A10. Für das Wärmepumpenmodell ergibt sich eine ähnliche Verteilung der Fehlerwerte wie im Kapitel zur R32-WP. Die Fehlerwerte liegen für Außenlufttemperaturen von 2 bis 10°C in einem Bereich zwischen 500 und 1.100 W. Die Optimierungen, die für eine Außenlufttemperatur von 18°C im Auslegungsbetriebspunkt durchgeführt wurden, erzielen die höchsten Fehler. Der *RMSE* liegt zwischen etwa 1.700 und 4.500 W. Der kleinste Fehler $RMSE_{min}$ wird im Auslegungsbetriebspunkt mit einer Vorlauftemperatur von 45°C und einer Außenlufttemperatur von 7°C ermittelt. Die Abweichung zu den Herstellerdaten liegt in diesem Fall bei 522 W. Die Modellparameter in diesem Auslegungspunkt werden zur Kalibrierung des Wärmepumpenmodells verwendet und sind in Tabelle 10 beschrieben.



Abbildung 12: Ergebnisse der Optimierungsstudie der R290-WP für das Modell der Wärmepumpe (links) und der Kältemaschine (rechts).

Die Fehlerwerte aus der Optimierung der Kältemaschine sind, wie bei der R32-Anlage, in einem kleineren Wertebereich zwischen knapp 1.000 und etwa 1.700 W verteilt. Es ist keine klare Tendenz bezüglich einer Außenluft- oder Vorlauftemperatur zu erkennen, die zu geringeren Fehlerwerte führt. Das Minimum ist für die Auslegungsbedingungen mit einer Vorlauftemperatur von 5°C und einer Außenlufttemperatur von 45°C zu finden. Der Fehler liegt in diesem Auslegungsbetriebspunkt bei 940 W. Damit liegt er deutlich über dem Wert der Wärmepumpe mit R290, aber auch über dem Ergebnis für die Kältemaschine mit R32. Die aus der Optimierung abgeleiteten Modellparameter für die Kalibrierung des Kältemaschinenmodells sind in Tabelle 11 aufgeführt.

| Parameter Wärmepumpe | Standard | Kalibriert | Einheit |
|---|----------------------------|-------------------------------|---------|
| Auslegungsbetriebspunkt | | | |
| Heizleistung $\dot{Q}_{ m cond,Rat}$ | 59,9 | 59,9 | kW |
| Leistungszahl COP _{Rat} | 3,65 | 3,65 | - |
| Trockenkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{e,DB,in}$ | 7,0 | 7,0 | °C |
| Feuchtkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{\rm e,WB,in}$ | 6,0 | 6,0 | °C |
| Wassertemperatur Kondensator-Eintritt $T_{c,in}$ | 40,0 | 40,0 | °C |
| Wassertemperatur Kondensator-Austritt $T_{c,out}$ | 45,0 | 45,0 | °C |
| Minimale Verdampfungstemperatur $T_{\rm evap,min}$ | -42,1 | -42,1 | °C |
| Maximale Kondensationstemperatur T _{cond,Rat} | 96,8 | 96,8 | °C |
| Parameteroptimierung | | | |
| Verdichterparameter B / C / E / F | 4,06 / -1,44 / 1,8 / 0,91ª | 5,98 / -1,591 / 1,775 / 0,905 | % |
| Temperaturdifferenz $T_{e,DB,in}-T_{e,DB,out}$ | 12,64 | 6,99 | К |
| log. Temperaturdifferenz Verdampfer $\Delta T_{ m e}$ | 5,5 | 11,25 | К |
| log. Temperaturdifferenz Kondensator $\Delta T_{ m c}$ | 6,6 | 3,305 | К |

Tabelle 10: Parameter des Wärmepumpenmodells vor und nach der Kalibrierung für die R290-WP.

^a Für den Standardfall wurde ein Hubkolbenverdichter in IDA ICE ausgewählt.

| Tabelle 11: Parameter de | s Kältemaschinenmodells | vor und nach der | Kalibrierung für die | e R290-WP. |
|--------------------------|-------------------------|------------------|----------------------|------------|
|--------------------------|-------------------------|------------------|----------------------|------------|

| Parameter Kältemaschine | Standard | Kalibriert | Einheit |
|---|----------------------------|--------------------------------|---------|
| Auslegungsbetriebspunkt | | | |
| Kühlleistung $\dot{Q}_{ m evap,Rat}$ | 53,0 | 41,76 | kW |
| Leistungszahl EER _{Rat} | 3,17 | 2,42 | - |
| Trockenkugeltemperatur Kondensator-Eintritt $T_{c,DB,in}$ | 35 | 45 | °C |
| Feuchtkugeltemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{c,WB,in}$ | 26 | 34,4 | °C |
| Wassertemperatur Verdampfer-Eintritt $T_{c,in}$ | 15 | 10 | °C |
| Wassertemperatur Verdampfer-Austritt $T_{c,out}$ | 10 | 5 | °C |
| Minimale Verdampfungstemperatur $T_{\rm evap,min}$ | -42,1 | -42,1 | °C |
| Maximale Kondensationstemperatur $T_{\rm cond,Rat}$ | 96,8 | 96,8 | °C |
| Parameteroptimierung | | | |
| Verdichterparameter B / C / E / F | 4,06 / -1,44 / 1,8 / 0,91ª | 4,458 / -1,083 / -0,97 / 1,066 | % |
| Temperaturdifferenz $T_{c,DB,in}-T_{c,DB,out}$ | 8,0 | 17,68 | К |
| log. Temperaturdifferenz Verdampfer $\Delta T_{ m e}$ | 5,5 | 4,755 | К |
| log. Temperaturdifferenz Kondensator $\Delta T_{ m c}$ | 6,6 | 14,76 | К |

^a Für den Standardfall wurde ein Hubkolbenverdichter in IDA ICE ausgewählt.

Mit den kalibrierten Modellen werden die Leistungszahlen über den Betriebsbereich ermittelt. Abbildung 13 zeigt die Leistungszahlen für das Modell der Wärmepumpe. Als Vergleichswerte sind die Herstellerdaten sowie das Standardmodell aufgetragen. Zu jeder Vorlauftemperatur ist die Abweichung als *RMSE* im Diagramm abgebildet. Die Fehler bewegen sich für das kalibrierte Modell zwischen 0,053 und 0,218. Der gesamte *RMSE* über alle Werte liegt bei 0,116. Das optimierte Modell weist in den meisten Betriebspunkten einen geringfügig besseren *COP* im Vergleich zu den Herstellerdaten auf. Im Vergleich zum Standardmodell sind größere Unterschiede erkennbar. Das Standardmodell zeigt bei Außentemperaturen ab 2°C deutlich niedrigere Leistungszahlen. Dementsprechend würde das Modell in einer Simulation in diesen Betriebspunkten einen höheren elektrischen Energiebedarf aufweisen. Die Abweichung des Standardmodells zu den Herstellerdaten liegt bei 0,379.



Abbildung 13: Darstellung des *COP* der R290-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung.

Der Vergleich der Modelle der Kältemaschine ist in Abbildung 14 zu erkennen. Das optimierte Modell weist über alle Betriebspunkte eine Abweichung von 0,1 zu den Herstellerdaten auf. Die Fehlerwerte bei den unterschiedlichen Vorlauftemperaturen liegen zwischen 0,083 und 0,131. Bei den beiden niedrigeren Vorlauftemperaturen liegt das Modell bei niedrigen Außentemperaturen und sehr hohen Außenlufttemperaturen über den Herstellerdaten. Bei den höheren Vorlauftemperaturen erreicht das Modell bei niedrigen Außenlufttemperaturen geringfügig schlechtere Leistungszahlen. Insgesamt wird die Herstellerkurve aber gut angenähert. Das Standardmodell zeigt über alle Vorlauftemperaturen höhere Leistungszahlen als die Herstellerdaten beinhalten. Die Abweichung wird mit sinkenden Außenlufttemperaturen höher. Insgesamt ergibt sich für das Standardmodell ein Fehler von 0,54 gegenüber den Herstellerdaten.



Abbildung 14: Darstellung des *EER* der R290-WP aus den Herstellerunterlagen im Vergleich zum Simulationsmodell vor und nach der Kalibrierung.

Da für die R290-WP keine Angaben zum Teillastverhalten vorhanden sind, konnte keine Bestimmung des Parameters *G* durchgeführt werden. Für den Vergleich wird deshalb die Annahme getroffen, dass ein ähnliches Teillastverhalten wie bei der R32-WP vorliegt. Die Modelle für die R290-WP werden mit den *G*-Werten der R32-WP parametriert.

In diesem Kapitel erfolgte die Kalibrierung des Wärmepumpen- und Kältemaschinenmodells der R32-WP und der R290-WP in IDA ICE. Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Betriebspunkten aus den Herstellerunterlagen und dem Modell. Die Wärmepumpenmodelle werden im Anlagenmodell anhand der in diesem Kapitel erzielten Ergebnisse parametriert. Dadurch wird ein realistisches Betriebsverhalten der Wärme- und Kälteerzeuger erreicht.

4 Kalibrierung System

Die Simulation des Systems dient dazu, den Bedarf an elektrischer Energie zu ermitteln, der zum Heizen- und Kühlen durch die Wärmepumpen benötigt wird. Durch die vorangegangene Kalibrierung der Wärmepumpen wurde deren Betriebsverhalten in Bezug auf die Effizienz nach Herstellerunterlagen angepasst. Um den thermischen Bedarf des Gebäudes an die Realität anzunähern, erfolgt die Kalibrierung des gesamten Systems. Aufgrund der Komplexität von Simulationsmodellen ist es schwierig, eine gute Übereinstimmung zwischen dem realen Gebäude und dem Simulationsmodell zu erreichen [35]. Der Abgleich mit Messdaten stellt eine wichtige Methodik dar, um ein Simulationsmodell zu kalibrieren [22, 35]. Bei einer Kalibrierung ist eines der Hauptprobleme, dass das Modell eine Vielzahl an Eingangsgrößen aufweist, aber sich nur wenige Ausgangsgrößen eignen, um die Genauigkeit des Modells zu überprüfen [35]. Dies erschwert es, die Gründe für Abweichungen zwischen dem Modell und Messdaten zu erkennen. IDA ICE bietet die Möglichkeit, Messdaten als Eingangsgrößen in das Simulationsmodell zu integrieren. Damit können dem Modell Sollgrößen vorgegeben werden, womit in [32] eine gute Übereinstimmung zwischen dem Modell und den gemessenen Werten erreicht wird.

4.1 Methodik und Eingangsdaten

Auf das Gebäude wirken thermische Leistungen unterschiedlichen Ursprungs ein. Diese sind entweder positiv und stellen Wärmeeinträge dar, oder sie sind negativ und sind gleichbedeutend mit Wärmeverlusten. Die Energiebilanz des Gebäudes lässt sich nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik nach Formel (18) beschreiben. Demnach kann die Änderung der inneren Energie *U* des Systems aus der Summe der zu- und abgeführten Wärmeströme beschrieben werden. Die Wärmeverluste $\dot{Q}_{\rm loss}$ des Gebäudes werden durch die bauphysikalischen Parameter bestimmt und sind abhängig vom Temperaturgradienten zwischen dem Gebäudeinneren und der Umgebung. Die externen Gewinne $\dot{Q}_{\rm gain,ext}$ können z. B. durch die Solarstrahlung, die auf das Gebäude trifft, zustande kommen. Interne Lasten $\dot{Q}_{\rm gain,int}$ werden durch Personen oder Geräte innerhalb des Gebäudes erzeugt. Im Heizfall können diese die notwendige Heizleistung reduzieren, umgekehrt tragen sie im Kühlfall zur Erhöhung des Kühlbedarfs bei. Für eine ausgeglichene Energiebilanz muss dem System die Leistung $\dot{Q}_{\rm sup}$ zugeführt werden. Im Heizfall ist diese Leistung positiv, im Kühlfall negativ.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{sup} - \dot{Q}_{loss} + \dot{Q}_{gain,ext} + \dot{Q}_{gain,int}$$
(18)

Die Leistung \dot{Q}_{sup} wird dem Gebäude über das Lüftungsgerät zugeführt. Die einzelnen Komponenten des Geräts tragen anteilmäßig dazu bei. Auf der Zuluftseite sind die Abwärme \dot{Q}_{fan}

des Ventilatormotors, die Leistung \dot{Q}_{WRG} des Wärmeübertragers und die Leistung \dot{Q}_{WP} , die durch das Heiz- oder Kühlregister bereitgestellt wird, zu berücksichtigen. Damit ergibt sich die gesamte zugeführte Leistung \dot{Q}_{sup} aus der Addition der einzelnen Leistungen nach Formel (19).

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{WRG} + \dot{Q}_{WP} \tag{19}$$

Im Allgemeinen kann die thermische Leistung nach der Grundgleichung der Thermodynamik unter Berücksichtigung des Volumenstroms des Lüftungsgeräts \dot{V}_{air} , der Stoffeigenschaften der Luft ρ_{air} und $c_{p,air}$, der eintretenden Temperatur $T_{air,in}$ und der austretenden Temperatur $T_{air,out}$ ermittelt werden (vgl. Formel (20) und (21)). Zur Berechnung von \dot{Q}_{sup} dienen die Temperatur der Außenluft beim Eintritt und die Zulufttemperatur am Austritt des Geräts als Bezugsgrößen.

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{V}_{air} \cdot \rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot \left(T_{air,out} - T_{air,in}\right)$$
(20)

Die einzelnen Komponenten im Lüftungsgerät tragen dazu unterschiedliche Anteile bei. Nach dem Eintritt in das Gerät wird die Außenluft durch die Abwärme des Ventilatormotors erwärmt. Die Abwärme wird standardmäßig in IDA ICE berücksichtigt. Im Heizbetrieb stellt sie einen Wärmegewinn dar, im Kühlbetrieb erhöht sie die notwendige Kühlleistung. Dem Code des Ventilators kann Formel (21) entnommen werden, die zur Berechnung der aus dem Ventilator austretenden Temperatur $T_{air,out}$ dient.

$$T_{\text{air,out}} = T_{\text{air,in}} + P_{\text{venti}} \cdot \frac{\frac{MotInAir}{100}}{c_{\text{p,air}} \cdot \dot{m}_{\text{air}}}$$
(21)

Die Temperatur des austretenden Luftstroms $T_{air,out}$ berechnet sich aus der Eintrittstemperatur $T_{air,in}$ und der elektrischen Leistung des Ventilators P_{venti} , die mit dem Verhältnis des Parameters *MotInAir* und dem Massenstrom \dot{m}_{air} und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,air}$ der Luft multipliziert wird. Dieser Formel liegt die Grundgleichung der Thermodynamik zugrunde, die um den Faktor *MotInAir* erweitert wurde. Durch die Wahl des Parameters *MotInAir* wird bestimmt, welcher prozentuale Anteil der Abwärme an den Luftstrom übertragen wird. Da sich Ventilator und Motor vollständig im Lüftungsgerät befinden, wird angenommen, dass 100% der Abwärme an die Luft übertragen werden.

Nach dem Ventilator wird die Luft im Wärmeübertrager thermisch beeinflusst. Die Leistung, die im Wärmeübertrager von der Abluft auf die Zuluft übertragen werden kann, wird durch den Wirkungsgrad η_{WRG} und die Eintrittstemperaturen bestimmt. Der Wirkungsgrad der beiden Wärmeübertrager ist aus den Herstellerunterlagen bekannt und wird als konstant

angenommen. Aus Formel (22) kann damit die Temperatur der Zuluft $T_{ZUL,WRG,out}$ nach dem Wärmeübertrager bestimmt werden.

$$T_{\text{ZUL,WRG,out}} = T_{\text{ZUL,WRG,in}} + \eta_{\text{WRG}} \cdot \left(T_{\text{ABL,WRG,in}} - T_{\text{ZUL,WRG,in}}\right)$$
(22)

Die Differenz zwischen der Austrittstemperatur $T_{ZUL,WRG,out}$ und dem Zuluftsollwert muss durch das Heiz- oder Kühlregister überwunden werden. Aus der Leistung der Register ergibt sich damit die Energie, die durch die Wärmepumpen im Pufferspeicher bereitgestellt werden muss. Die vorangegangene Analyse zeigt, an welchen Stellen das Simulationsmodell kalibriert werden sollte, um den Energiebedarf des Wärmepumpensystems an den Realfall anzunähern. Die relevanten Variablen sind der Luftvolumenstrom sowie die Temperatur der Außenluft, der Zuluft und der Abluft. Diese Variablen beeinflussen direkt die Leistung, die durch die Wärmepumpen und den Pufferspeichern zur Verfügung gestellt werden muss. Die klimatischen Bedingungen am Standort sind ein weiterer Faktor, der Einfluss auf die Gewinne $\dot{Q}_{gain,ext}$ und Verluste \dot{Q}_{loss} durch die Gebäudehülle hat. Die internen Lasten $\dot{Q}_{gain,int}$ stellen eine Größe dar, die nur sehr schwierig zu bestimmen ist, aber einen großen Einfluss in Bezug auf den Energiebedarf des Gebäudes haben kann.

Zur Kalibrierung werden Messdaten aus der Gebäudeleittechnik (GLT) für den Zeitraum von Februar bis März 2022 verwendet. Die GLT-Daten in Tabelle 12 dienen dazu, Temperaturen und Regelsignale im Simulationsmodell abzubilden. Dazu werden die Daten in einem geeigneten Format als *prn-Datei gespeichert und in IDA ICE eingelesen. Da die Anlage erst im November 2021 in Betrieb genommen wurde, sind noch keine Messdaten über ein ganzes Jahr verfügbar. Das in Kapitel 2 vorgestellte Anlagenschema (Abbildung 3) enthält die Position der Sensoren, die in Tabelle 12 dargestellt sind.

| Lüftung Küche | Lüftung Gastraum | Einheit |
|----------------------------------|-----------------------------------|---------|
| $\Delta p_{ m venti,ZUL,k}$ | $\Delta p_{\mathrm{venti,ZUL,g}}$ | Pa |
| $\Delta p_{ m venti,ABL,k}$ | $\Delta p_{ m venti,ABL,g}$ | Pa |
| $T_{ m ZUL,k}$ | $T_{ m ZUL,g}$ | C° |
| $T_{ m ABL,k}$ | $T_{ m ABL,g}$ | °C |
| <i>C</i> _{ctrl,venti,k} | $c_{ctrl,venti,g}$ | - |
| $T_{ m AUL}$ | | C° |

Tabelle 12: Messdaten aus der GLT, die zur Systemkalibrierung verwendet werden.

Die Erfassung der Messdaten erfolgt eventbasiert, d. h. die Aufzeichnung der Daten entsteht nicht in einer definierten zeitlichen Auslösung sondern immer dann, wenn der Messwert eines Sensors eine Änderung erfährt, die über einem definierten Schwellenwert liegt. Über ein Pythonskript werden die Messdaten bearbeitet. Weil für jeden Sensor nur dann ein Wert verfügbar ist, wenn seine Änderung die Schwelle überschritten hat, sind im Datensatz zahlreiche Leerstellen vorhanden. Diese Leerstellen in den Zeitreihen der Sensoren werden per *Forwardfill* befüllt und der Datensatz anschließend auf die gewünschte zeitliche Auflösung skaliert. Für die Kalibrierung des Modells wird eine einminütige Auflösung gewählt.

Die Erkenntnisse aus der Kalibrierung des Modells für die Monate Februar bis März wird dazu verwendet, die ursprüngliche Basisversion des Modells anzupassen, um eine Jahressimulation zu ermöglichen. Somit werden im Rahmen der Kalibrierung zwei Modelle erstellt. Das erste Modell wird in der Notation als M_{data} bezeichnet und repräsentiert das kalibrierte Simulationsmodell, das verschiedene Eingangsgrößen direkt aus den Messdaten bezieht. Das zweite Modell wird mit als $M_{profile}$ bezeichnet. Dieses Modell wird aus der Kalibrierung abgeleitet. Die Methodik kann folgendermaßen zusammengefasst werden:

- 1. Vollständige Kalibrierung M_{data},
- 2. Simulation und Auswertung der Ergebnisse für M_{data},
- 3. Kalibrierung M_{profile},
- 4. Simulation M_{profile} ,
- 5. Vergleich der beiden Varianten mit den realen Messdaten.

Tabelle 13 zeigt in einer Übersicht, an welchen Stellen im Modell Daten zur Kalibrierung des Modells M_{data} eingesetzt werden.

| Modellebene | Daten | Funktion |
|-----------------------|---|---|
| AHU Küche & Gastraum | $T_{\rm ZUL}$ | Sollwert für WRG, Heiz- und Kühlregister |
| | $\Delta p_{ m venti}$, $c_{ m ctrl,venti}$ | Berechnung und Vorgabe des Volumenstroms |
| Zone Küche & Gastraum | $T_{ m ABL}$ | Vorgabe Ablufttemperatur zur Ermittlung der internen Lasten |
| Gebäudemodell | T _{AUL} , Wetterdaten | Vorgabe der Wetterbedingungen am Standort |

Tabelle 13: Einsatz der Messdaten in der Systemkalibrierung in IDA ICE.

Auf der Ebene des Lüftungsgeräts werden die Sollwerte für die Zuluft sowie die Volumenströme aus den GLT-Daten generiert, da diese Größen den Energiebedarf des Systems beeinflussen. In den GLT-Daten wird die Zulufttemperatur beider Stränge aufgezeichnet. Die Zulufttemperatur wird im Modell M_{data} der Wärmerückgewinnung, dem Heiz- und dem Kühlregister direkt als Sollwert vorgegeben. Die Verknüpfung in IDA ICE ist in Anhang A11 dargestellt. Damit wird die eigentliche Temperaturregelung umgangen. Jede Komponente versucht, durch Anpassung der Leistung, den Sollwert zu erreichen. Im Modell $M_{profile}$ bleibt die ursprüngliche Temperaturregelung bestehen.

Aufseiten des Lüftungsgerätes stellt zudem der Volumenstrom eine Einflussgröße dar. Dieser ist im Basismodell durch die Angabe eines Sollwertes und eines Zeitprofils definiert. Für eine genauere Kalibrierung wird aus den GLT-Daten ein Steuersignal generiert, das den real geförderten Volumenstrom beschreibt. Der Volumenstrom, der in der Realität gefördert wird, kann aus dem gemessenen Differenzdruck Δp_{venti} über die Ventilatoren berechnet werden. Dazu ist der *K*-Faktor des Ventilators notwendig, der vom Hersteller ermittelt und in den

Datenblättern angegeben wird. Für den verbauten Ventilatortyp beträgt der Wert des Faktors 240. Zusätzlich wird das Kontrollsignal $c_{\text{ctrl,venti}}$ aus den Messdaten zur Berechnung des Volumenstroms verwendet. Dieses Signal hat entweder den Wert 0 oder 1 und gibt an, ob der Ventilator in Betrieb ist. Aus den genannten Daten wird nach Formel (29) der reale Volumenstrom, der am Ventilator gefördert wird, berechnet. Anschließend wird aus dem Verhältnis zwischen dem realen Volumenstrom $\dot{V}_{air,data}$ und dem Nennvolumenstrom im Auslegungspunkt $\dot{V}_{air,Rat}$ das Steuersignal $sig_{\text{ctrl,venti}}$ berechnet (vgl. Formel (30)). Das Steuersignal wird für alle vier Ventilatoren einzeln berechnet und in IDA ICE verknüpft (vgl. Anhang A11). Der Zeitplan aus der Basisvariante wird damit umgangen.

$$\dot{V}_{\text{air,real}} = K \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{venti}}} \cdot c_{\text{ctrl,venti}}$$
 (23)

$$sig_{ctrl,venti} = \frac{\dot{V}_{air,real}}{\dot{V}_{air,Rat}}$$
 (24)

Im Modell M_{profile} erfolgt eine Anpassung der Zeitprofile. Über den Betrachtungszeitraum wird der Mittelwert des Steuersignals sig_{venti} während der Betriebszeiten der einzelnen Ventilatoren berechnet. Der Mittelwert wird dann im Zeitplan des jeweiligen Ventilators als Betriebssignal hinterlegt.

Damit verbleibt die Kalibrierung der Umgebungsbedingungen sowie der internen Lasten. Zur Abschätzung der internen Lasten wird die Annahme getroffen, dass diese direkt die Ablufttemperatur beeinflussen, da sie einen Wärmeeintrag in die Zone darstellen. In den GLT-Daten wird die Temperatur im Gastraum aufgezeichnet. Es wird angenommen, dass die Ablufttemperatur der Raumtemperatur entspricht. Ein weiterer Sensor ist im Küchengerät nach dem Abluftventilator montiert. Es muss berücksichtigt werden, dass die Temperatur an dieser Stelle bereits durch die Abwärme des Ventilatormotors beeinflusst wird. In IDA ICE können in einer Zone Personen, Beleuchtung oder allgemein Heizelemente hinzugefügt werden, um interne Lasten abzubilden. Zur Modellierung der internen Lasten wird in diesem Fall jeder Zone ein Heizelement hinzugefügt. Die Regelung des Heizelements erfolgt anhand der Ablufttemperatur T_{ABL.data} aus den Messdaten. Abbildung 15 zeigt die in IDA ICE implementierte Regelungslogik des Heizelements, die Umsetzung in IDA ICE ist in Anhang A12 ersichtlich. Es wird erneut ein PI-Regler eingesetzt. Das Messsignal des Reglers wird mit einem Temperatursensor in IDA ICE verbunden. Für die Küche misst der Sensor die Temperatur T_{ABL,measured} nach dem Abluftventilator, im Gastraum wird die Raumtemperatur erfasst. Als Sollwert erhält der Regler die real gemessene Ablufttemperatur $T_{ABL,data}$ Das Regelsignal $sig_{ctrl,gain,int}$ wird mit dem Heizelement in der Zone verknüpft. Damit wird die Leistung des Heizelementes in der Zone in Abhängigkeit der Ablufttemperatur geregelt.



Abbildung 15: Regelschema des Reglers zur Abschätzung der internen Lasten im Gebäude.

Zur Abbildung der internen Lasten im Modell M_{profile} wird erneut eine Vereinfachung getroffen. Anstelle des variablen Sollwerts des Reglers wird in der Küche ein konstanter Sollwert vorgegeben. Als Konstante wird aus den Messdaten der Mittelwert der Ablufttemperatur der Küche während der Betriebszeiten angesetzt. Dieser liegt bei 26°C. Im Gastraum ist die Ablufttemperatur durch die abluftgeführte Regelung der Zulufttemperatur im Modell konstant. Daher wird im Modell M_{data} der Verlauf der Leistung des Heizelements im Gastraum analysiert. Dies beträgt während des Betriebszeitraumes durchschnittlich 5 kW. Daher wird für die Zone Gastraum in M_{profile} die Leistung des Heizelements auf den Wert von 5 kW angepasst und mit dem Betriebszeitplan verknüpft.

In einem letzten Schritt erfolgt die Anpassung der Umgebungsdaten. Um die klimatischen Bedingungen an den Standort anzupassen, sind in IDA ICE Klimadatensätze hinterlegt. Diese basieren auf langjährigen Datenaufzeichnungen und stellen ein Durchschnittsklima dar. Aufgrund des geographischen Standorts des Referenzprojektes wird in IDA ICE der Klimadatensatz für Mariazell verwendet. Die enthaltenen Daten basieren auf dem ASHRAE IWEC2 Standard [42]. Das tatsächliche Wetter kann von diesen Daten unter Umständen stark abweichen und beeinflusst den Energiebedarf des Gebäudes entscheidend [22]. Es ist verantwortlich für die thermischen Verluste oder Gewinne durch die Gebäudehülle und beeinflusst, vorrangig durch die Außentemperatur, die Effizienz der Wärmepumpen sowie den Energiebedarf der notwendig ist, um die Solltemperaturen im Lüftungsgerät bereitzustellen. Für die Kalibrierung des Gebäudes empfiehlt sich daher die Verwendung aktueller Wetterdaten aus dem Zeitraum der Kalibrierung. In der GLT ist lediglich die Temperatur der Außenluft aufgezeichnet. Weitere Faktoren, die in einem Klimadatensatz enthalten sind, sind die relative Luftfeuchte, die Windrichtung und -stärke sowie die direkte und diffuse Solarstrahlung. Da die GLT lediglich die Außentemperatur aufzeichnet, werden zusätzliche Daten über die Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG) [43] bezogen. Der Datensatz stammt aus dem Analyse- und Nowcastingsystem INCA, das Daten in einem räumlichen Gitter mit einer Auflösung von 1 km x 1 km bereitstellt [43]. Durch die Angabe der Koordinaten können die Daten für den gewünschten Standort heruntergeladen werden. Im INCA-Datensatz sind Außentemperatur, relative Luftfeuchte, Windrichtung und -stärke und die Globalstrahlung enthalten. Die Außentemperatur aus den GLT-Daten wird in Kombination mit den INCA-Daten dazu verwendet, einen standortbezogenen Klimadatensatz zu generieren. Da sich die relative Luftfeuchte in Abhängigkeit der Außentemperatur verändert und eigentlich auf die Temperatur in den INCA-Daten bezieht, stellt dies eine Ungenauigkeit dar. Dennoch dürfte die Übereinstimmung mit der realen Luftfeuchte vor Ort größer sein, als es mit dem Standardklimadatensatz der Fall wäre. Die Berechnung der direkten Solarstrahlung erfolgt aus der INCA-Globalstrahlung und der diffusen Strahlung aus dem Standardklimadatensatz. Dies ist notwendig, weil im INCA-Datensatz keine Angaben zur diffusen Solarstrahlung gegeben sind. Die direkte Solarstrahlung berechnet sich aus der Differenz zwischen Global- und diffuser Strahlung. Somit kann zur Kalibrierung ein Wetterdatensatz verwendet werden, der das lokale Wetter im Betrachtungszeitraum repräsentiert. Der Wetterdatensatz wird in einem geeigneten Format gespeichert und in IDA ICE eingelesen. Er wird in beiden Modellen verwendet.

4.2 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Kalibrierung präsentiert. Die Simulation der Modelle wird für die Monate Februar und März durchgeführt. Als Vergleichsgröße zu den Modellen dienen die Daten aus der GLT. Die Abweichung der Modelle zu den realen Daten wird mittels des *RMSE* quantifiziert. Außerhalb des Betriebszeitraums kommt es teilweise zu größeren Abweichungen. Diese sind für den Energiebedarf des Gebäudes aber nicht relevant, da das Gerät nicht in Betrieb ist. Deshalb wird der Fehlerwert nur aus den Werten während des Betriebs des Lüftungsgerätes berechnet.

Abbildung 16 zeigt exemplarisch anhand von vier Tagen den Temperaturverlauf der Zu- und Abluft der kalibrierten Modelle M_{data} und $M_{profile}$ im Vergleich zu den real gemessenen Daten. Es ist zu erkennen, dass während der Betriebszeiten am Tag eine sehr gute Übereinstimmung erreicht wird. In der Nacht treten zum Teil größere Abweichungen auf. Die hohe nächtliche Zulufttemperatur für *M*_{profile} im Gastraum ist mit der Regelungslogik in IDA ICE zu erklären. Da aus numerischen Gründen der Volumenstrom niemals genau null beträgt, sondern auch außerhalb des Betriebs ein minimaler Volumenstrom transportiert wird, versucht die Ablufttemperaturregelung den geforderten Sollwert zu erreichen, indem die maximal mögliche Zulufttemperatur eingestellt wird. Aufgrund des geringen Volumenstroms wird der Sollwert aber nicht erreicht. Im Modell wird daher ein sehr kleiner Volumenstrom mit hoher Temperatur erfasst. Im Gegensatz dazu ist die reale Anlage in Außenaufstellung auf dem Dach des Gebäudes installiert, weshalb die Temperatur im Gerät außerhalb der Betriebszeiten stark abkühlt und dementsprechend niedrige Werte gemessen werden. Ein ähnlicher Zusammenhang gilt für die Zulufttemperaturen in der Küche, hier regelt das Modell M_{profile} auf eine konstant bleibende Zulufttemperatur, während die Temperatur im realen Fall Schwankungen unterliegt. Die Aufzeichnungen der Abluft zeigen, dass im realen Gebäude im Gastraum auch während der Nacht Wärmequellen vorhanden sind. Da das Lüftungsgerät in diesem Zeitraum außer Betrieb ist, führt dies zu höheren Raumtemperaturen als tagsüber. Im Modell M_{profile} werden die internen Lasten über den Zeitplan während der Nacht deaktiviert, daher kommt es zu einem Absinken der Raumtemperatur. Der Abluftsensor der Küche befindet sich im realen Gerät auf dem Dach des Gebäudes, weshalb wie bei der Zuluft niedrige Temperaturen während der Nacht aufgezeichnet werden. Dieser Zusammenhang ist in IDA ICE nicht hinterlegt, weshalb die Temperatur der Abluft nicht derart stark absinkt.

Der *RMSE* des Modells M_{data} bewegt sich über die vier Temperaturen in einem Bereich von 0,22 bis 0,51 K. Die größte Abweichung wird für die Ablufttemperatur der Küche berechnet. Dennoch ist festzuhalten, dass die Temperaturen im Modell nur eine sehr geringe Abweichung gegenüber den real gemessenen Daten aufweisen. Die Fehlerwerte für das Modell $M_{profile}$ sind größer als die des ersten Modells. Da das Modell nicht mit Messdaten kalibriert ist, ist dies nicht verwunderlich. Die Fehler liegen zwischen 0,32 und 1,68 K. Wie in Abbildung 16 erkennbar ist, treten im Modell – im Gegensatz zu den Messdaten – keine Spitzen auf. Der Verlauf der Temperaturen während der Betriebszeiten wird aber dennoch gut getroffen. Am Beispiel der Zulufttemperatur im Gastraum ist zu erkennen, dass die Ablufttemperaturregelung in IDA ICE ein Verhalten aufweist, das dem in den realen Daten sichtbaren Verhalten ähnlich ist. Der hohe durchschnittliche Fehler ist mutmaßlich auf größere Abweichungen zum Start und Ende des Betriebs zu erklären.

Der Verlauf der Volumenströme in den Lüftungsgeräten ist in Abbildung 17 dargestellt. Die Erkenntnisse aus den Temperaturverläufen bestätigen sich auch in dieser Analyse. Das Modell M_{data} zeigt eine sehr hohe Genauigkeit. Die Fehlerwerte liegen zwischen 95 und 152 m³ h⁻¹. Da der Volumenstrom in einem Bereich um 6.000 m³ h⁻¹ liegt, entspricht dies beim größten Fehlerwert lediglich einer Abweichung von durchschnittlich 2,5%. Dies entspricht Werten, die real nur schwer messbar sind. Die Abweichungen für das Modell M_{profile} sind auch in Bezug auf die Volumenströme größer als die des Modells M_{data} . Die Fehlerwerte liegen in einem Bereich zwischen 468 und 768 m³ h⁻¹. Auf einen Volumenstrom von 6.000 m³ h⁻¹ bezogen bedeutet dies eine Abweichung von knapp 8 bis 13%. Eine Erklärung für die Abweichungen besteht in der realen Volumenstromregelung. Diese passt den Volumenstrom in Abhängigkeit der Heizleistung, die durch die Register bereitgestellt wird, an. Diese Art der Regelung wurde im Modell M_{profile} nicht berücksichtigt, im Modell M_{data} durch das Implementieren des Volumenstromsignals aber schon. Gut erkennbar ist dies insbesondere im Verlauf des Zuluftvolumenstroms des Gastraums. Zudem spielt das Anfahrverhalten eine Rolle. Bei genauer Betrachtung dauert es im realen Betrieb beim Hochfahren der Anfahren länger, bis der Nennvolumenstrom erreicht wird. Da bei der Berechnung des RMSE die Differenzen quadriert werden, wird ein kompensierender Effekt von positiven und negativen Abweichungen nicht im Ergebnis ausgedrückt. Deshalb wird zur Beurteilung des Modells zusätzlich die Menge an thermischer Energie Q_{sup} , die notwendig ist, um die Außenluft auf den Solltemperaturwert zu bringen, verglichen.



Abbildung 16: Temperaturverläufe im Lüftungsgerät aus den GLT-Daten im Vergleich zu den Simulationsmodellen.



Abbildung 17: Volumenstromverläufe aus den GLT-Daten im Vergleich zu den Simulationsmodellen.

Für den realen Fall erfolgt die Berechnung mittels Formel (20) in Python. Dichte und Wärmekapazität der Luft werden mittels CoolProp [44] temperaturabhängig ermittelt. Aus den Modellen in IDA ICE erfolgt für beide Geräte ein Export der berechneten Energiemengen der Ventilatorabwärme, der WRG und der Register. Abbildung 18 zeigt den Vergleich der Energiemengen beider Lüftungsgeräte auf täglicher Basis. Die Abweichung der beiden Modelle von der Energie $Q_{sup,calc}$, die aus den Messdaten berechnet wurde, wird über den Zeitraum von Februar bis März mittels des *RMSE* dargestellt. Der *RMSE* des Modells M_{data} liegt bei 6 kWh, für die Variante $M_{profile}$ wird eine durchschnittliche Abweichung von 34 kWh ermittelt. Aufsummiert über den gesamten Zeitraum ergibt sich für den realen Fall eine Energiemenge von 42.727 kWh. M_{data} und $M_{profile}$ weichen mit Werten von 43.025 und 44.267 kWh um 0,7% bzw. 3,6% davon ab. Es ist zu erkennen, dass beide Modelle den täglichen Verlauf an zugeführter thermischer Energie sehr genau abbilden. Damit ist festzuhalten, dass die Abweichung bei den Volumenströmen im Modell $M_{profile}$ vermutlich durch Abweichungen in positiver und negativer Richtung kompensiert wird.

Die Ergebnisse der Kalibrierung zeigen, dass das Betriebsverhalten des realen Gebäudes mit beiden Modellen gut abgebildet werden kann. Damit ist in Kombination mit der Kalibrierung der Wärmepumpen in Kapitel 3 das gesamte System kalibriert.



Abbildung 18: Täglicher Verlauf der aufgewendeten thermischen Energie Q_{sup} im Zuluftstrang beider Lüftungsgeräte.

5 Modellvalidierung

In den vorangegangenen Kapiteln wurde das System durch die Anwendung verschiedener Methoden kalibriert. Dadurch wird eine belastbare Berechnung des thermischen und elektrischen Energiebedarfs möglich, die dem Gebäude durch das Wärmepumpensystem zugeführt werden muss. Das folgende Kapitel stellt einen Ansatz zur Validierung der Ergebnisse, die mit IDA ICE ermittelt werden, vor. Dazu wird die elektrische Energie, die von den Wärmepumpen benötigt wird, sowie die daraus resultierende thermische Energie im Heiz- und Kühlmodus anhand von theoretischen Kennfeldern und realer Messdaten berechnet. Da im Laufe der Arbeit zusätzlich reale elektrische Verbrauchsdaten vom Betreiber des Gebäudes zur Verfügung gestellt wurden, werden diese Daten ebenfalls in die Validierung miteinbezogen. Die Validierung erfolgt anhand der R32-WP.

5.1 Methodik und Eingangsdaten

Das Betriebsverhalten einer Wärmepumpe lässt sich als eine Funktion der Temperaturen an Verdampfer und Kondensator beschreiben. Das in Studie [33] beschriebene Wärmepumpenmodell basiert ebenso auf diesem Ansatz wie das Modell, das derzeit in IDA ICE implementiert ist [31]. Während der Simulation wird der aktuelle Wert für Heiz- bzw. Kühlleistung und die elektrische Leistungsaufnahme in Abhängigkeit der Kondensations- und Verdampfungstemperatur berechnet.

In IDA ICE werden die Leistungen der Wärmepumpe nach einer dreidimensionalen Exponentialgleichung der Form in Formel (25) beschrieben (vgl. Formel (5)). Die Funktion f(x, y) beschreibt die Leistung. Diese ist abhängig von den beiden Variablen x und y, die für die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur stehen.

$$f(x, y) = C_0 \cdot exp(C_1 \cdot x + C_2 \cdot y)$$
⁽²⁵⁾

In einer Studie zur Flexibilität von Wärmepumpen [8] wird das Verhalten einer Wärmepumpe ebenfalls anhand von Messdaten modelliert. Dazu wird mittels bekannter Parameter eine dreidimensionale, kubische Polynomfunktion zur Bestimmung der elektrischen Leistung und der Kühlleistung aufgestellt. Die Form der verwendeten Polynomfunktion ist in Formel (26) dargestellt. Die Parameter C_0 bis C_9 sind verdichterspezifische Werte. Durch die Funktion wird ein dreidimensionales Kennfeld aufgespannt, aus dem sich mit den Eingangsvariablen die Leistung bestimmen lässt.

$$f(x,y) = C_0 + C_1 x + C_2 y + C_3 x^2 + C_4 x y + C_5 y^2 + C_6 x^3 + C_7 y x^2 + C_8 x y^2 + C_9 y^3$$
⁽²⁶⁾

Mit eingesetzten Leistungen und Temperaturen können die Polynome für die elektrische Leistung und die Heizleistung wie folgt formuliert werden (Formel (27) und (28)) [8]. Der Index ·_{MODE} wird zur Vereinfachung der Schreibweise verwendet und repräsentiert den Betriebsmodus der Wärmepumpe (entweder Heizen oder Kühlen).

$$P_{el,MODE} = C_0 + C_1 T_{evap} + C_2 T_{cond} + C_3 T_{evap}^2 + C_4 T_{evap} T_{cond} + C_5 T_{cond}^2 + C_6 T_{evap}^3 + C_7 T_{cond} T_{evap}^2 + C_8 T_{evap} T_{cond}^2 + C_9 T_{cond}^3$$
(27)

$$\dot{Q}_{\text{MODE}} = C_0 + C_1 T_{\text{evap}} + C_2 T_{\text{cond}} + C_3 T_{\text{evap}}^2 + C_4 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}} + C_5 T_{\text{cond}}^2 + C_6 T_{\text{evap}}^3 + C_7 T_{\text{cond}} T_{\text{evap}}^2 + C_8 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}}^2 + C_9 T_{\text{cond}}^3$$
(28)

Anhand der Informationen zur R32-Wärmepumpe soll dieser Ansatz durchgeführt werden. Es sind jedoch keine Verdichterparameter vorhanden. Deshalb wird zunächst mit den Informationen zu den verschiedenen Betriebspunkten (vgl. Anhang A7) eine Identifikation der Parameter C_0 bis C_9 durchgeführt und damit die Kennfelder für die Heizleistung und die elektrische Leistung aufgestellt. Die Parameteridentifikation erfolgt durch Angabe der Betriebspunkte aus den Herstellerunterlagen auf der Website in Quelle [45]. Analog wird für den Kühlbetrieb vorgegangen. Da für den Kühlmodus weniger Betriebspunkte zur Verfügung stehen, musste die Funktion für diesen Fall zu Formel (29) vereinfacht werden, um eine Parameteridentifikation zu ermöglichen.

$$f(x, y) = C_0 + C_1 x + C_2 y + C_3 x^2 + C_4 y^2 + C_5 x^3 + C_6 y^3$$
⁽²⁹⁾

In den Herstellerunterlagen werden die Leistungen in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe (entspricht T_{cond}) und der Temperatur der angesaugten Außenluft (entspricht T_{evap}) angegeben. Diese Daten werden in der GLT aufgezeichnet. Damit stehen die benötigten Eingangsgrößen T_{evap} und T_{cond} für die aufgestellten Funktionen zur Verfügung.

Für eine korrekte Bilanzierung muss außerdem der Betriebszustand der Geräte berücksichtigt werden. Es muss definiert werden, zu welchen Zeiten die Wärmepumpe in Betrieb ist, und wann sie abgeschaltet ist. Außerdem ist es relevant, ob die Wärmepumpe im Heiz- oder Kühlmodus arbeitet. Dazu wird aus den Messdaten das Betriebssignal $sig_{betrieb,WP}$ der Wärmepumpen und die Signale $sig_{MODE,ventil,WP}$ der Umschaltventile für Heizen- und Kühlen verwendet. Aus diesen Daten wird das Steuersignal $sig_{ctrl,MODE,WP}$ nach Formel (30) berechnet. Mit den identifizierten Parametern, der Formeln für die elektrische und die thermische Leistung, den gemessenen Temperaturen und dem Steuersignal lassen sich die Leistungen im Heizund Kühlfall nach Formel (31) und (32) ermitteln.

$$sig_{\text{ctrl,MODE,WP}} = sig_{\text{betrieb,WP}} \cdot sig_{\text{MODE,ventil,WP}}$$
(30)

(20)

$$\dot{Q}_{\text{MODE,WP}} = \dot{Q}_{\text{MODE}} (T_{\text{evap}}, T_{\text{cond}}) \cdot sig_{\text{ctrl,MODE,WP}}$$
(31)

$$P_{\rm el,MODE,WP} = P_{\rm el,MODE}(T_{\rm evap}, T_{\rm cond}) \cdot sig_{\rm ctrl,MODE,WP}$$
(32)

Dementsprechend kann aus den realen Messdaten und der aufgestellten Funktionen eine Schätzung der thermischen und elektrischen Leistung der Wärmepumpe im Heiz- und Kühlfall durchgeführt werden. Diese Schätzung wird mit den Berechnungen aus IDA ICE verglichen, um das Modell zu validieren.

5.2 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Modellvalidierung vorgestellt. Eine Veranschaulichung der aufgestellten Kennfelder für den Heizmodus findet sich in Abbildung 19. Die Betriebspunkte aus den Herstellerunterlagen sind darin als schwarze Punkte abgebildet. Farblich erkennbar ist das Kennfeld, das durch die Funktion und die ermittelten Parameter aufgespannt wird.



Abbildung 19: Kennfelder für die elektrische (links) und thermische (rechts) Leistung der R32-WP im Heizmodus. Darstellung erstellt mit dem Onlinetool in [45].

Tabelle 14 enthält die identifizierten Parameter für beide Betriebsmodi. Diese werden in die Ebenengleichung eingesetzt, um die elektrische und thermische Leistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Außen- und Vorlauftemperatur zu berechnen. Durch Einsetzen der Herstellerdaten in die ermittelten Kennfeldfunktionen wird deren Abweichung als *RMSE* ermittelt. In Bezug auf die elektrischen Leistungen ist ein geringerer Fehler festzustellen als bei den thermischen Leistungen. Der *RMSE* der Kühlleistung ist mit 1,18 kW mit Abstand am größten. Da die Nennleistung im Bereich von 53 kW liegt, stellt dies aber prozentual lediglich eine Abweichung von etwa 2% dar.

| Parameter | Heizn | Heizmodus | | nodus |
|-----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| | P _{el,heat} | $\dot{Q}_{ m heat}$ | P _{el,cool} | $\dot{Q}_{ m cool}$ |
| Co | 8.89E+00 | 5.97E+01 | 7.91E+00 | 6.13E+01 |
| C_1 | -2.85E-02 | 1.19E+00 | 1.50E-01 | -4.99E-01 |
| C_2 | 3.38E-02 | -6.82E-01 | 1.52E-01 | 1.55E+00 |
| C_3 | 8.37E-04 | 1.86E-02 | 4.05E-03 | -2.81E-03 |
| C_4 | 3.34E-03 | 1.31E-02 | -5.46E-03 | 2.15E-02 |
| C_5 | 2.07E-05 | -7.05E-05 | -3.56E-05 | 1.48E-05 |
| \mathcal{C}_6 | -1.25E-05 | -1.01E-04 | 1.31E-04 | -2.70E-04 |
| <i>C</i> ₇ | 9.78E-04 | 3.65E-03 | _ | - |
| \mathcal{C}_8 | -4.79E-05 | -2.49E-04 | _ | |
| C ₉ | 4.46E-05 | -5.04E-05 | _ | _ |
| RMSE (kW) | 0,12 | 0,43 | 0,23 | 1,18 |

Tabelle 14: Identifizierte Kennfeldparameter für die R32-WP.

Zur Validierung der Simulationsmodelle M_{data} und $M_{profile}$ erfolgt ein Vergleich der elektrischen und thermischen Energie auf täglicher Basis. Die Berechnung über das Kennfeld dient dabei als Referenz, da keine Daten von Wärmemengenzählern zur Verfügung stehen. Der reale elektrische Strombedarf der beiden Wärmepumpen wurde vom Betreiber zur Verfügung gestellt.

In Abbildung 20 ist der tägliche elektrische Energiebedarf zum Betrieb der Wärmepumpen im Heiz- und Kühlmodus dargestellt. Die Abweichung zum realen Verbrauch Wel.real ist in Form des RMSE abgebildet. Eine Darstellung der Verteilung der Werte in den unterschiedlichen Modellen findet sich in Abbildung 21. In Abbildung 20 ist zu erkennen, dass die drei Modelle einen ähnlichen Tagesverlauf aufweisen, wie in der Realität gemessen wurde. Die durchschnittliche mittlere Abweichung des Verbrauchs $W_{el.est}$, der über das Kennfeld berechnet worden ist, weist mit 9,7 kWh den geringsten Wert auf. Die beiden Modelle aus IDA ICE zeigen mit 11 und 12,2 kWh aber nur geringfügig höhere Fehlerwerte. Die reale Summe des Energieverbrauchs liegt im Betrachtungszeitraum bei 4.626 kWh. Während der geschätzte Verbrauch W_{el,est} in der Summe knapp 5% (4.842 kWh) darüber liegt, ist der Energieverbrauch der IDA ICE Modelle M_{data} und $M_{profile}$ mit rund - 6% (4.363 kWh) bzw. - 1,5% knapp darunter. Über den betrachteten Zeitraum trifft demnach das Modell M_{profile} den realen Verbrauch am besten. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung zwischen den kalibrierten Modellen und dem geschätzten Verbrauch festzustellen, die durch die realen Daten zusätzlich validiert wird. Dies bestätigt sich im Vergleich der Verteilungen in Abbildung 21. Die Spannweiten der Verteilungen aller vier Datenreihen ähneln sich stark. Das erste und dritte Quartil, die durch die Box dargestellt sind, bewegen sich in einem Bereich zwischen rund 50 bzw. 100 kWh. Bei den minimalen und maximalen Werten, die durch die Antennen symbolisiert werden, sind größere Abweichungen zwischen den Modellen erkennbar. Die reale Verteilung wird aber durch alle drei Berechnungsmodelle gut abgebildet.



Abbildung 20: Vergleich des realen täglichen elektrischen Energiebedarfs zum Betrieb der Wärmepumpen mit den Berechnungsmodellen.



Abbildung 21: Boxplot der Verteilungen der unterschiedlichen Modelle für den elektrische Energiebedarf (links) und die thermische Energie zum Heizen (rechts).



Abbildung 22: Vergleich der thermischen Energie, die durch die Wärmepumpen im Heizmodus in den unterschiedlichen Berechnungsmodellen erzeugt wird.

Zur Beurteilung der Modelle ist des Weiteren die thermische Energie, die durch die Wärmepumpen bereitgestellt wird, von Relevanz. Die Effizienz der Wärmepumpen im Betrieb hat darauf einen maßgeblichen Einfluss. Deshalb erfolgt ein Abgleich mit der geschätzten thermischen Energiemenge, die über das Kennfeld ermittelt worden ist. Abbildung 22 zeigt die Energie, die täglich durch die Wärmepumpen generiert wird. Die Abweichung der Simulationsmodelle ist größer, als es bei der elektrischen Energie zu erkennen war. Der RMSE des Modells M_{data} liegt bei rund 49 kWh, der von M_{profile} ist mit 58 kWh noch ein wenig höher. Allerdings liegt das Niveau der Werte insgesamt höher als bei der elektrischen Energie. Bei Betrachtung des gesamten Zeitraums wird für die Schätzung eine Energiemenge von 14.719 kWh ermittelt, wovon die Modelle M_{data} mit 13.143 kWh und $M_{profile}$ mit 13.669 kWh um - 11% bzw. - 7% abweichen. Die Werteverteilung der simulierten Modelle zeigt in Abbildung 21 eine geringere Spannweite als die der Schätzung. Der Wertebereich zwischen dem ersten und dritten Quartil liegt für die geschätzten Wärmemengen Q_{heat.in.est} zwischen rund 160 und 320 kWh, die der beiden Simulationsmodelle in einem Bereich zwischen 160 bzw. 180 und 300 kWh. Die maximalen Werte der Simulationsverteilungen liegen ebenfalls unter denen der Schätzung. Diese Tendenzen stimmen mit den Beobachtungen aus dem Boxplot der Verteilungen der elektrischen Energie überein. Dies ist insofern konsistent, als dass in einem Wärmepumpensystem ein direkter Zusammenhang zwischen der elektrischen und thermischen Energie besteht.

Die Betrachtung der generierten Kühlenergie weist größere Differenzen zwischen den Modellen auf. Dabei muss berücksichtigt werden, dass im Betrachtungszeitraum nur an wenigen Tagen Kühlbedarf bestanden hat. Der geringe *RMSE* der beiden Simulationsmodelle ist auf den langen Zeitraum zurückzuführen, in dem keinerlei Kühlbedarf bestand. Die Modelle zeigen allesamt, dass die Wärmepumpen in der Woche ab dem 22.03.2022 im Kühlbetrieb aktiv waren. Der tägliche Verlauf der drei Modelle unterscheidet sich aber voneinander. Die gesamte erzeugte Kühlenergie liegt in der Schätzung bei 253 kWh. Das kalibrierte Modell M_{data} liegt mit 12% (284 kWh) darüber, $M_{profile}$ zeigt eine erhebliche Differenz von 64% (415 kWh).



Abbildung 23: Vergleich der thermischen Energie, die durch die Wärmepumpen im Kühlmodus in den unterschiedlichen Berechnungsmodellen erzeugt wird.

Der Abgleich der thermischen und elektrischen Energiemengen der Modelle mit realen Verbrauchsdaten sowie der Schätzung über das Kennfeld hat in diesem Kapitel eine sehr genaue Übereinstimmung gezeigt. Damit wurde gezeigt, dass die Simulation belastbare Ergebnisse erzielt. Auch das standardisierte Modells M_{profile} weist eine gute Übereinstimmung auf und eignet sich damit als Basisversion für eine Jahressimulation.

Zum Abschluss dieses Kapitel erfolgt die Betrachtung der Effizienz der Wärmepumpen. Dazu wird die Simulation des Modells M_{data} herangezogen. Für den Betrachtungszeitraum von Februar bis März wird der *SPF* für den Heiz- und Kühlbetrieb bestimmt. Wie anhand der vorangegangenen Untersuchungen bereits deutlich wurde, dominiert für diesen Zeitraum aufgrund der Jahreszeit der Heizbedarf. Dementsprechend gering fällt die elektrische Energie aus, die für den Betrieb im Kühlmodus aufgebracht werden muss. Abbildung 24 verdeutlicht diese Tatsache. Wie anhand des Energiebedarfs und des *SPF* deutlich wird, arbeitet die R290-WP im Heizbetrieb ein wenig effizienter als die R32-WP. Der Strombedarf für die R290-WP beträgt für die beiden Monate rund 4.000 kWh, die Arbeitszahl im Heizbetrieb liegt bei 3,3. Die R32-
WP erreicht hingegen eine Arbeitszahl von 3,1, was in einem Energiebedarf von 4.300 kWh resultiert. Im Kühlbetrieb zeigt die R32-WP hingegen eine Arbeitszahl von 4,5 und übertrifft damit die Effizienz der R290-WP, die lediglich einen *SPF* von 3,8 erreicht.



Abbildung 24: Elektrischer Energiebedarf (links) und Arbeitszahl (rechts) im Heiz- und Kühlbetrieb für den Zeitraum von Februar bis März.

Die Beobachtungen aus dem Datenzeitraum der beiden Monate Februar und März zeigen, dass die Effizienz beider Wärmepumpen im Kühlbetrieb höher ist als im Heizbetrieb. Der Vergleich der beiden Wärmepumpen ergibt, dass die R290-WP gegenüber der R32-WP aus energetischer Sicht effizienter arbeitet. Im Kühlmodus ist das Gegenteil der Fall. Diese Ergebnisse beruhen jedoch nur auf der Simulation von zwei Monaten. Anhand des Simulationsmodells $M_{\rm profile}$ werden im nächsten Kapitel für beide Wärmepumpen Jahressimulationen mit unterschiedlichen Betriebsweisen durchgeführt und ausgewertet.

6 Variantenvergleich

Das entwickelte Simulationsmodell⁴ wird dazu verwendet, einen Vergleich verschiedener Varianten durchzuführen. Der Vergleich erfolgt auf Basis von Jahressimulation mit dem kalibrierten Modell M_{profile} . Es wird eine Parameterstudie durchgeführt, um unterschiedliche Betriebsweisen zu simulieren. Als Resultat werden die beiden Wärmepumpen hinsichtlich ihrer Effizienz und ihres Einflusses auf das Klima beurteilt. Dazu werden verschiedene Kennzahlen berechnet. Abschließend folgt eine wirtschaftliche Betrachtung.

6.1 Methodik

Das kalibrierte Modell M_{profile} mit dem Klimadatensatz von Mariazell dient als Basismodell für eine Parameterstudie. In der Studie wird die Solltemperatur für die beiden Pufferspeicher schrittweise verändert. Analog zur Solltemperatur der Puffer verändert sich damit auch die Vorlauftemperatur der Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen. Da die restlichen Rahmenbedingungen unverändert bleiben, kann damit der Einfluss der Vorlauftemperatur auf die Effizienz des Systems untersucht werden. Die Studie wird für beide Wärmepumpenmodelle durchgeführt. Um die Anzahl der Simulationen zu reduzieren, werden die Solltemperaturen für Heizung und Kühlung simultan verändert. Eine Übersicht der Varianten der Parameterstudie findet sich in Tabelle 15. Die Solltemperatur des Heizungspufferspeichers wird von 30 bis 50°C in Schritten von 5°C variiert. Zusätzlich wird eine Variante mit einer variablen Solltemperatur berechnet. Dabei wird die Solltemperatur linear in Abhängigkeit der Außentemperatur stetig angepasst. Bei -20°C Außentemperatur beträgt die Vorlauftemperatur 50°C, bis 15°C sinkt sie auf 30°C ab. Für den Kühlfall erfolgt die Simulation von Vorlauftemperaturen zwischen 14 und 5°C, mit einer zusätzlichen variablen Variante. Bei der variablen Variante gleitet die Vorlauftemperatur linear von 14°C bei einer Außentemperatur von 20 °C und 5°C bei 40°C. Insgesamt werden, einschließlich der Basisvariante, die anhand des Referenzobjekts kalibriert wurde, damit für beide Wärmepumpen jeweils sechs Varianten untersucht.

| Variante | Solltemperatur Puffer | Solltemperatur Puffer | Einheit |
|----------|-----------------------|-----------------------|---------|
| | Heizung | Kühlung | |
| V1 | 30 | 14 | °C |
| V2 | 35 | 12 | °C |
| Basis | 40 | 10 | °C |
| V3 | 45 | 7 | °C |
| V4 | 50 | 5 | °C |
| V5 | Linear zwischen 5030 | Linear zwischen 145 | °C |

Tabelle 15: Übersicht der Parameter für den Variantenvergleich.

⁴ Das Simulationsmodell der R32-WP und der R290-WP ist unter dem folgenden Link abrufbar: https://www.dropbox.com/sh/ds5w2xztpemq0vl/AABme47oNTEbMojO6bNYX1cKa?dl=0

Die Beurteilung der Varianten erfolgt anhand des elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpen. Dazu werden zwei Kennzahlen berechnet. Die *JAZ* stellt das Verhältnis zwischen der erzeugten thermischen Energie und der dazu notwendigen elektrischen Energie dar. Als Bilanzgrenze werden die Wärmepumpen in Kombination mit dem Pufferspeicher definiert. Das bedeutet, aus der Simulation wird die elektrische Aufnahme der Wärmepumpen und der Zusatzheizung im Heizungspufferspeicher ausgegeben. Auf thermischer Seite wird die Energiemenge, die durch die Wärmepumpe und die Zusatzheizung erzeugt wird, in der Bilanz berücksichtigt.

Um sowohl die indirekten Emissionen durch den Betrieb des Wärmepumpensystems als auch die direkten Emissionen durch das Kältemittel zu berücksichtigen, wird der *TEWI* berechnet. Dazu wird Formel (33) verwendet [4].

$$TEWI = (GWP \cdot m \cdot L_{\text{annual}} \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{rec}})) + (E_{\text{annual}} \cdot \beta \cdot n)$$
⁽³³⁾

Das *TEWI* berechnet sich aus der Menge *m* des Kältemittels in kg, der jährlichen Leckrate des Kältemittels L_{annual} , der Nutzungsdauer der Anlage *n* in Jahren, dem Anteil α_{rec} des Kältemittels, das am Ende der Lebensdauer zurückgewonnen werden kann, dem jährlichen Energiebedarf der Anlage E_{annual} in kWh und dem Umrechnungsfaktor des Stroms in CO₂-Äquivalente β . Die jährliche Leckrate L_{annual} wird mit 2,5% a⁻¹ angenommen, der Recyclingfaktor α_{rec} mit 0,7. Diese Werte werden von den Autoren in Studie [4] unter Berufung auf das Umweltbundesamt Deutschland verwendet. Das *GWP* von R32 beträgt 675, das von R290 liegt bei 3 [6, 12]. Die Kältemittelfüllmenge ist aus den Herstellerunterlagen bekannt und beträgt für die R32-WP 15 kg, in der R290-WP sind 4,4 kg enthalten [38]. Der elektrische Energiebedarf der Wärmepumpen wird durch die durchgeführten Simulationen ermittelt. Der Emissionsfaktor für die Stromaufbringung in Österreich beträgt aktuell 0,219 kg_{CO2e} kWh⁻¹ [46]. Die Nutzungsdauer *n* der Anlage wird mit 20 Jahren angenommen, um einen konsistenten Betrachtungszeitraum mit der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung nach VDI 2067 [47] zu haben.

In Blatt 1 der VDI 2067 wird ein Annuitätenverfahren zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen beschrieben. Anhand dieser Methodik werden die beiden Wärmepumpen abschließend aus wirtschaftlicher Sicht verglichen. Dazu werden die standardmäßigen Faktoren aus der Richtlinie verwendet. Unter der Annahme, dass sich die übrigen Anlagenkomponenten bei den betrachteten Varianten nicht unterscheiden, erfolgt die Berechnung ausschließlich auf Basis der Investitionskosten für die unterschiedlichen Wärmepumpen. Auf eine ausführliche Beschreibung des Verfahrens wird verzichtet. Die wesentlichen Berechnungsschritte können den Berechnungstabellen in Anhang A14 und der Richtlinie entnommen werden. Das Annuitätenverfahren wird für die Basis- und die optimierte Variante der beiden Wärmepumpen durchgeführt. Aufgrund der aktuellen Preisschwankungen am Energiemarktwerden zudem drei verschiedene Strompreise berücksichtigt. *Preis*₁ geht von einem aktuellen Strompreis von 0,20 € kWh⁻¹ aus, $Preis_2$ von 0,35 € kWh⁻¹ und $Preis_3$ von 0,50 € kWh⁻¹.

6.2 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Resultate des Variantenvergleichs vorgestellt. Zunächst wird die energetische Effizienz der Varianten betrachtet, anschließend folgt die Untersuchung des Umwelteinflusses. Abschließend werden die Ergebnisse aus der wirtschaftlichen Betrachtung nach VDI 2067 beschrieben.

Die Berechnung der Arbeitszahl erfolgt anhand der Ergebnisse aus der Simulation. Einen Aufschluss über den thermischen Bedarf des Gebäudes gibt dabei die Energiemenge, die der Zuluft im Lüftungsgerät zugeführt werden muss. Abbildung 25 zeigt dabei die anteilige Verteilung der thermischen Energie im Heiz- und Kühlfall. Wie im linken Diagramm zu erkennen ist, übersteigt im Referenzobjekt der Heizbedarf den Kühlbedarf um ein Vielfaches. 96% des gesamten thermischen Bedarfs, der durch das Lüftungsgerät (AHU) bereitgestellt wird, entfallen demnach auf die Heizperiode. Über 70% des Heizbedarfs können durch den Wärmeübertrager im Lüftungsgerät bereitgestellt werden. Der restliche Anteil muss durch die Wärmepumpen erzeugt werden. In Bezug auf den Kältebedarf kehrt sich dieses Verhältnis um. Nur rund 5% des Kältebedarfs können über den Wärmeübertrager geleistet werden, damit muss fast der gesamte Kältebedarf durch die Wärmepumpen abgedeckt werden. Dementsprechend ist der Anteil an elektrischer Energie, die von den Wärmepumpen benötigt wird, im Heizbetrieb deutlich größer als im Kühlbetrieb.



Abbildung 25: Anteile des jährlichen thermischen Energiebedarfs der Basisvariante. Unterteilt nach dem gesamten Heiz- und Kühlbedarf (links), der Verteilung des Heizbedarfs auf Heizregister und Wärmeübertrager (WRG) (Mitte) und der Verteilung des Kühlbedarfs auf Kühlregister und Wärmeübertrager (KRG) (rechts).

In Abbildung 26 ist der jährliche Energiebedarf der Wärmepumpen im Verlauf über alle simulierten Varianten dargestellt. Offensichtlich wird die meiste Energie im Heizmodus benötigt, da die Wärmepumpen einen deutlich größeren Anteil an Wärme als an Kälte erzeugen. Mit sinkender Solltemperatur im Heizfall bzw. steigender Solltemperatur im Kühlfall sinkt der jährliche Energiebedarf. Im Diagramm ist für beide Wärmepumpen die prozentuale Veränderung zum Basisfall abgebildet. Für die R32-WP sinkt der gesamte Energiebedarf durch die Veränderung der Vorlauftemperatur um bis zu 15% im Vergleich zur Basisvariante. Der geringste Energiebedarf für beide Betriebsmodi wird mit Variante V1 erreicht. Dies entspricht einer Solltemperatur von 30°C im Heizbetrieb und 14°C im Kühlbetrieb. Der höchste Energiebedarf wird bei Variante V5 benötigt, dabei betragen die Solltemperaturen 50 und 5°C. Im Vergleich zur Basisvariante steigert sich der jährliche Energiebedarf um 18%.

Der Bedarf der R290-WP liegt in allen Varianten unter dem der R32-WP. Der Trend, der bei der R32-WP erkennbar ist, zeigt sich auch für die R290-WP. Der geringste Energiebedarf entsteht bei Variante V1, der höchste bei Variante V5. In Bezug auf die Basisversion wird eine Reduktion von bis zu 12% erreicht, die höchste Steigerung liegt bei 15%. Durch die Wahl einer variablen Solltemperatur reduziert sich der Energiebedarf der beiden Wärmepumpen um 5% (R32-WP) bzw. 4% (R290-WP). Der Verbrauch liegt damit zwischen der Basisvariante und V2. Zu erkennen ist außerdem, dass sich die Differenz zwischen der R290-WP und der R32-WP zwischen den Varianten leicht unterscheidet. Ausgehend von der Basisvariante verringert sich die Differenz zwischen den Wärmepumpen bei den Varianten V1, V2 und V5. Bei den Varianten V3 und V4, die einen höheren Energiebedarf aufweisen als der Basisfall, vergrößert sich die Differenz. Sowohl die Unterschiede zwischen den Wärmepumpen als auch zwischen den einzelnen Varianten sind auf die Veränderungen in der Betriebsweise zurückzuführen, da kein weiterer Parameter verändert wurde.



Abbildung 26: Vergleich des jährlichen elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpen für die unterschiedlichen Varianten.

Die *JAZ* dient dazu, die Effizienz eines Systems über den Zeitraum von einem Jahr zu untersuchen. Abbildung 27 zeigt einen Vergleich der *JAZ* zwischen den Basisvarianten und der optimalen Variante beider Wärmepumpen. Dabei wird zwischen dem Heiz- und Kühlmodus unterschieden. Die Arbeit des Heizstabs ist im Heizfall berücksichtigt. Zusätzlich ist die Veränderung zum Referenzfall mit der R32-WP angegeben. Diese Variante repräsentiert die Anlage, die real installiert wurde. Es ist zu erkennen, dass die *JAZ* im Kühlmodus bei beiden Wärmepumpen höher ist als im Heizmodus. Die Arbeitszahlen bewegen sich im Heizmodus zwischen 2,9 und 3,7. Im Kühlmodus liegen die *JAZ* zwischen 4,2 und 5,2.

Durch Anpassung der Solltemperaturen kann für die R32-WP die *JAZ* im Heizmodus um 18% von 2,9 auf 3,5 gesteigert werden. Die R290-WP liegt in der Basisvariante im Heizbetrieb mit einer *JAZ* von 3,2 um 9% über dem Referenzfall der R32-WP. Durch Absenken der Solltemperatur im Heizbetrieb steigt die Arbeitszahl auf 3,7 und liegt damit um 26% über der Referenzvariante. Auch im Vergleich zur optimierten Variante der R32-WP ist die *JAZ* der R290-WP höher. Die R290-WP arbeitet im Heizbetrieb also effizienter als die R32-WP.

Das Gegenteil zeigt sich bei einer Betrachtung des Kühlbetriebs. In diesem Fall liegen die Arbeitszahlen der R290-WP unter denen der R32-WP. Die optimierte R290-Variante erreicht eine *JAZ* von 4,4 und liegt damit um 8% unter der Referenzvariante der R32-WP mit einer *JAZ* von 4,8. Die Arbeitszahl der R32-WP steigt durch das Erhöhen der Solltemperatur im Vergleich zum Referenzfall um 9% auf 5,2.



Abbildung 27: Vergleich der *JAZ* im Heiz- und Kühlmodus der Basisvarianten und der optimierten Varianten. Die Klimawirksamkeit der Wärmepumpen wird durch den *TEWI* ermittelt. In Abbildung 28 ist der *TEWI* der beiden Basisvarianten sowie der optimierten Varianten über den Berechnungszeitraum von 20 Jahren abgebildet. Deutlich zu erkennen ist, dass der überwiegende Anteil des *TEWI* auf die indirekten Emissionen, die durch den Betrieb der Wärmepumpe verursacht werden, entfällt. Die direkten Emissionen der R290-WP sind aufgrund des niedrigen *GWP* und der geringen Kältemittelmenge im System sehr gering und daher im Diagramm nicht erkennbar. Für die Basisvariante der R32-WP tragen die direkten Emissionen mit 14,2 t_{CO2e} zu rund 11% des gesamten *TEWI* von 125,7 t_{CO2e} bei. Die Steigerung der Effizienz durch Anpassen der Solltemperaturen zeigt sich auch deutlich im *TEWI*. Der Klimaeinfluss der optimierten Variante der R32-WP kann im Vergleich zur Basisversion um 13% gesenkt werden. Dies ist auf die Reduktion der indirekten Emissionen durch einen geringeren Energiebedarf des Systems zurückzuführen. Der Anteil der direkten Emissionen erhöht sich dadurch auf 13%.



Abbildung 28: Vergleich des *TEWI* der Basisvarianten und der optimierten Varianten für einen Betrachtungszeitraum von 20 Jahren.

Der *TEWI* der R290-WP liegt bereits in der Basisvariante um 17% unter dem Referenzfall, da die indirekten Emissionen aufgrund der besseren *JAZ* der R290-WP geringer ausfallen. Durch die Anpassung der Betriebsweise kann der *TEWI* der R290-WP von 105 t_{CO2e} auf 92 t_{CO2e} gesenkt werden. Dies entspricht im Vergleich zur Referenzversion der R32-WP einer Verringerung um 27%. Der Anteil der direkten Emissionen ist geringfügig und beträgt über den Betrachtungszeitraum nur 20 kg_{CO2e}. Die entspricht lediglich 1,5% der direkten Emissionen, die durch die R32-WP verursacht werden – umgekehrt übersteigen die direkten Emissionen der R32-WP die der R290-WP um das 710-fache.

Die Analyse des elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpen sowie der Kennzahlen hat gezeigt, dass die Wahl der Solltemperaturen einen deutlichen Einfluss auf die Bewertung der Systeme hat. Durch optimierte Solltemperaturen kann die Effizienz der Wärmepumpen gesteigert und damit der Energiebedarf gesenkt sowie die schädliche Klimawirksamkeit reduziert werden. Es kann zudem festgestellt werden, dass die R290-WP in Bezug auf die Effizienz und damit die Klimawirksamkeit leichte Vorteile gegenüber der R32-WP aufweist. Eine höhere Effizienz ist auch gleichbedeutend mit einem finanziellen Vorteil in Bezug auf die Betriebskosten des Systems. Je höher die Effizienz des Systems ist, desto geringer ist der Energiebedarf während des Betriebs.

Zur Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der beiden Anlagen wird das Annuitätenverfahren nach VDI 2067 durchgeführt. Die Berechnung kann Anhang A14 entnommen werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 29 dargestellt. Die Berechnung wurde für die Basisvarianten und die optimierten Varianten der beiden Wärmepumpen anhand verschiedener Strompreise durchgeführt. Es können große Unterschiede zwischen den beiden Wärmepumpentypen festgestellt werden, die auf erhebliche Differenzen bei den Investitionskosten zurückzuführen sind. Die R32-WP wird zu einem Preis von rund 31.000 \in verkauft, während die R290-WP mit rund 76.600 \in mehr als das Doppelte kostet. Da jeweils zwei Wärmepumpen benötigt werden, verdoppelt sich die Investitionssumme für die beiden Wärmepumpen nochmals. In der Wirtschaftlichkeitsberechnung wirkt sich die Anfangsinvestition sowohl auf die kapitalgebundene Annuität $A_{N,K}$ als auch auf die betriebsgebundene Annuität $A_{N,B}$ aus. Die betriebsgebundenen Kosten beinhalten beispielsweise Wartungskosten und werden nach VDI 2067 über einen prozentualen Faktor aus der Anfangsinvestitionssumme ermittelt.



Abbildung 29: Vergleich der jährlichen Annuitäten der Basisvarianten und der optimierten Varianten bei unterschiedlichen Strompreisen.

Für die R32-WP beträgt der Betrag der jährlichen kapitalgebundenen Annuität $A_{N,K}$ 6.414 € a⁻¹. Da die Investitionssumme bei allen Strompreisvarianten unverändert bleibt, bleibt dieser Wert konstant. Bei der R290-WP betragen die Kapitalkosten 15.858 € a⁻¹. Die Betriebskosten, die ebenfalls aus der Anfangsinvestition berechnet werden, liegen für die R32-WP bei 741 € a⁻¹, für die R290-WP werden jährlich 1.832 € notwendig. In Bezug auf die verbrauchsgebundenen Annuitäten $A_{N,V}$ ist die R290-WP im Vorteil gegenüber der R32-WP. In Abhängigkeit des Strompreises liegen die jährlichen Annuitäten $A_{N,V}$ zwischen rund 5.500 und 15.800 € a⁻¹. Für die R32-WP werden verbrauchsgebundene Kosten von rund 5.700 bis 16.700 € a⁻¹ berechnet. Über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren belaufen sich die gesamten jährlichen Kosten der R32-WP in Abhängigkeit der Variante auf einen Betrag zwischen rund 13.000 und 24.000 € a^{-1} . Für die R290-WP werden hingegen Kosten von jährlich 23.000 bis 33.500 € fällig.

Während bei der R32-WP der Anteil der verbrauchsgebundenen Kosten den der kapitalgebundenen Kosten übersteigt, ist das Verhältnis bei der R290-WP umgekehrt. Dies ist insbesondere bei geringen Strompreisen auffällig. Mit steigenden Strompreisen erhöht sich dementsprechend der Anteil der verbrauchsgebundenen gegenüber den kapitalgebundenen Kosten. Die Differenz zwischen den Verbrauchskosten der R32-WP und der R290-WP ist nicht ausreichend, um den Unterschied bei den Investitionskosten über den Betriebszeitraum auszugleichen. Der Vergleich der Preisvarianten und der unterschiedlichen Wärmepumpenvarianten in Abbildung 29 zeigt, dass die jährlichen Kosten der R290-WP um rund 10.000 € über den Kosten der R32-WP liegen.

7 Diskussion und Schlussfolgerung

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Modellierung, Kalibrierung und Validierung eines realen Gebäudes inklusive der Anlagentechnik in der Simulationsumgebung IDA ICE. Dazu werden technische Unterlagen, Herstellerdaten und reale Messdaten aus der GLT des Gebäudes verwendet. Die Wärme- und Kälteversorgung wird im Referenzprojekt durch eine R32-WP gewährleistet, als Alternative dient eine R290-WP. Auf Basis der Simulationsmodelle wird ein Variantenvergleich durchgeführt, um die beiden untersuchten Wärmepumpensysteme mit Blick auf deren Effizienz, Klimawirksamkeit und Wirtschaftlichkeit zu evaluieren.

Die Grundlage für den Vergleich besteht darin, sowohl ein Gebäudemodell zu entwickeln, das den realen Bedarf abbildet, als auch die beiden Wärmepumpenmodelle simulativ abzubilden. Die Ergebnisse der Optimierungsstudie zur Kalibrierung der Modelle zeigen, dass die Wahl des Auslegungsbetriebspunktes einen Einfluss auf die Genauigkeit der Kalibrierung hat. Zwar wird für unterschiedliche Auslegungsbetriebspunkte ein ähnlich gutes Ergebnis erzielt, dennoch gibt es Betriebspunkte, die sich nicht zur Kalibrierung eignen, weil die Ergebnisse eine deutlich schlechtere Übereinstimmung mit den Herstellerdaten aufweisen. Durch die Optimierungsstudie wird gewährleistet, dass der optimale Auslegungsbetriebspunkt erkannt wird. Im Optimum liegen die Abweichungen von den Herstellerdaten für beide Wärmepumpen und Betriebsmodi im Bereich von etwa 500 bis 1.000 W. Dieser Fehler bezieht sich dabei sowohl auf die Leistungsaufnahme des Verdichters als auch auf die abgegebene thermische Leistung am Kondensator bzw. Verdampfer. Es kann also nicht ohne Weiteres abgeschätzt werden, durch welche Komponente die Abweichung zustande kommt. Bei einer thermischen Leistung von über 50 kW bzw. einer elektrischen Leistung von rund 15-20 kW liegt die prozentuale Abweichung in einem geringen einstelligen prozentualen Bereich.

Von größerer Bedeutung für diese Arbeit ist die Effizienz der beiden Systeme, die durch die Leistungszahl definiert wird. Über alle Betriebspunkte liegt der auf die Leistungszahl bezogene *RMSE* der R32-WP im Heizbetrieb bei 0,081 und im Kühlbetrieb bei 0,184. Der *RMSE* der R290-WP beträgt im Heizbetrieb 0,116 und im Kühlbetrieb 0,1. Die kalibrierten Modelle zeigen damit sowohl bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen als auch bei wechselnden Umgebungsbedingungen eine hohe Übereinstimmung der Leistungszahlen mit den Herstellerdaten. Die Notwendigkeit der Kalibrierung zeigt sich beim Vergleich der Leistungszahlen der kalibrierten Modelle mit dem Standardmodell. Der *RMSE* des Standardmodells der R32-WP beträgt über alle Betriebspunkte im Heiz- bzw. Kühlmodus 0,54 bzw. 0,33. Bei der R290-WP liegen die Fehlerwerte bei 0,38 (Heizen) und 0,54 (Kühlen). Die Abweichungen zu den Herstellerdaten sind damit deutlich größer als für die kalibrierten Modelle. Tendenziell unterschätzt das Standardmodell die Effizienz der beiden Wärmepumpen, was in schlechteren Arbeitszahlen und einem höheren Energiebedarf des Systems resultieren würde. Die sehr guten

Kalibrierungsergebnisse sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb bestätigen, dass die Modelle in IDA ICE mit einem geeigneten Auslegungsbetriebspunkt in der Lage sind, das reale Betriebsverhalten abbilden zu können. Sofern der Fokus einer Studie weniger auf der Effizienz der Wärmepumpe liegt, kann unter Umständen aber auch das Standardmodell ausreichen und auf die Kalibrierung verzichtet werden. Während in den Studien [30] und [31] die Kalibrierung für verschiedene Wärmepumpensysteme durchgeführt wurde, konnte gezeigt werden, dass die Methodik auch auf das Modell der Kältemaschine übertragbar ist.

Im Laufe der Kalibrierung konnte festgestellt werden, dass die Anzahl an verfügbaren Betriebspunkten maßgeblich für ein gutes Kalibrierungsergebnis ist. Insbesondere wenn der gesamte Betriebsbereich der Wärmepumpe mit variablen Vorlauf- und Auslegungstemperaturen abgebildet werden soll, wird eine große Anzahl an Betriebspunkten benötigt. Andernfalls wird keine gute Übereinstimmung zu den Herstellerdaten erreicht. Diese Beobachtung deckt sich mit den Ergebnissen in den Studien [30] und [31]. In diesen Studien werden zwar lediglich acht Betriebspunkte verwendet, allerdings werden für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe auch nur zwei unterschiedliche Vorlauftemperaturen untersucht. Da durch den Variantenvergleich der gesamte Leistungsbereich der R32-WP und der R290-WP untersucht wird, ist die Verfügbarkeit der zahlreichen Betriebspunkte für die vorliegende Arbeit von großer Bedeutung für den Erfolg. Die vorgestellte Methodik zur Kalibrierung ist sehr zeitintensiv, da insbesondere die Optimierung der unbekannten Parameter durch die hohe Anzahl an Betriebspunkten sehr aufwändig ist. Um den Zeitaufwand der Optimierungsstudie zu reduzieren, könnte deshalb, sobald für einen Auslegungsbetriebspunkt eine tolerierbare Abweichung ermittelt wird, auf weitere Versuche verzichtet werden.

Da für die R290-WP keine Informationen zum Teillastverhalten verfügbar sind, wird die Annahme getroffen, dass das Verhalten der R32-WP auf die R290-WP übertragbar ist. Mögliche Differenzen im realen Teillastverhalten der beiden Wärmepumpen werden daher nicht berücksichtigt werden. Da die Regelung im Modell auf Thermostaten, die lediglich zwischen "Ein" und "Aus" schalten, basiert, ist der Einfluss des Teillastverhaltens jedoch als gering einzuschätzen.

Die Betriebsweise des Gebäudes wird durch die Verwendung von Messdaten aus den Monaten Februar und März an die Realität angenähert. Es werden zwei Simulationsmodelle verwendet. Das Modell M_{data} wird direkt mit den GLT-Daten verknüpft. Aufgrund des begrenzten Zeitraums der Datenerfassung werden daraus für das Modell $M_{profile}$ Profile und Sollwerte abgeleitet, um eine Jahressimulation zu ermöglichen. Zur Abbildung der internen Lasten wird ein Regler entworfen, der die Lasten in Abhängigkeit der Ablufttemperatur anpasst. Der Vergleich des simulierten Temperatur- und Volumenstromverlaufs mit den realen Daten zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Dies wird durch die Berechnung und den Vergleich der über die Zuluft zugeführten Energie Q_{sup} bestätigt. In Bezug auf die täglich zugeführte thermische Energie liegt der *RMSE* des Modells M_{data} bei rund 6 kWh, was in der Summe einer Differenz von weniger als einem Prozent über den Datenzeitraum entspricht. Die Vereinfachungen im Modell $M_{profile}$ resultieren in größeren Abweichungen der Temperatur- und Volumenstromverläufe. Die gute Übereinstimmung mit der Energie Q_{sup} , die bei einem *RMSE* von rund 35 kWh bzw. in der Summe einer Differenz von knapp 4% liegt, zeigt aber, dass vermutlich eine gegenseitige Kompensation der positiven und negativen Abweichungen über den Betrachtungszeitraum erfolgt. Der tägliche Verlauf der Simulationsmodelle stimmt ebenfalls sehr gut mit den Berechnungen aus den Messdaten überein (vgl. Abbildung 18). Diese Ergebnisse belegen, dass der reale thermische Bedarf des Gebäudes mit dem Simulationsmodell abgebildet wird. In dieser Betrachtung bleibt jedoch unklar, welcher Anteil des Bedarfs über die Heizregister zugeführt und somit durch die Wärmepumpen bereitgestellt werden muss. Aus diesem Grund folgt die Validierung.

Die Validierung des gesamten Systems wird anhand von realen Stromverbräuchen sowie dem Kennfeldmodell durchgeführt. Das Modell basiert auf der Berechnung der thermischen und elektrischen Leistung anhand eines Kennfelds, das mittels der Daten aus den Herstellerunterlagen aufgestellt wird. Durch das Kennfeldmodell kann damit in Ermangelung realer Wärmemengenzähler eine vollständige Validierung des Modells erfolgen. Für den Datenzeitraum von Februar bis März wird zwischen dem realen Stromverbrauch der Wärmepumpen und den Berechnungsmodellen ein RMSE im Bereich von 10 kWh erzielt. Der Stromverbrauch der Wärmepumpen im Datenzeitraum wird durch das Kennfeld leicht überschätzt (+5%), die Simulationsmodelle M_{data} (-6%) und $M_{profile}$ (-1,5%) liegen knapp unter dem realen Verbrauch. In Bezug auf die Wärmemenge, die in diesem Zeitraum durch die Wärmepumpen bereitgestellt wird, beträgt der RMSE der Simulationsmodelle M_{data} und M_{profile} im Vergleich mit dem Kennfeldmodell 49 bzw. 58 kWh. Die Abweichungen von der über das Kennfeld geschätzten Energiemenge liegen für die Simulationsmodelle bei -11 und -7% und bestätigen damit die Tendenz aus dem Vergleich des Stromverbrauchs. Die Verteilungen der täglichen elektrischen und thermischen Energieverläufe der Modelle zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen den Modellen. Die Validierung belegt damit, dass die Simulationsmodelle belastbare Ergebnisse liefern und das reale Systemverhalten erfolgreich abgebildet wird.

Eine Einschränkung muss in Bezug auf den Kühlbetrieb getroffen werden. Da während der Aufzeichnung der Daten nur an einigen Tagen Kühlbedarf bestand, ist die Datenlage begrenzt und es gibt größere Abweichungen zwischen den Modellen. Bei einer Analyse der Anlage konnte nachträglich festgestellt werden, dass eine Fehlfunktion bei der Ansteuerung der Regelventile der Kühlregister bestand. Dies ist eine weitere mögliche Ursache für die größeren Abweichungen.

Da es sich im Referenzprojekt um einen Neubau handelt, ist kein Jahresdatensatz verfügbar und es wurden diverse Annahmen getroffen, um eine Jahressimulation zu ermöglichen. Zwar hat die Validierung gezeigt, dass das abgeleitete Modell M_{profile} für den Datenzeitraum eine gute Übereinstimmung mit den Vergleichsmodellen aufweist. Insbesondere in Bezug auf den Kühlbedarf des Gebäudes ist die Datenlage jedoch begrenzt. Ein retrospektiver Vergleich der im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse mit realen Daten wäre daher sehr interessant. Dazu müssten die GLT-Daten, die im Modell M_{data} hinterlegt sind, aktualisiert und eine Jahressimulation durchgeführt werden. Das Modell kann zudem dazu verwendet werden, den Betrieb der realen Anlage weiter zu evaluieren und zu optimieren.

Der gesamte Prozess der Modellbildung und Kalibrierung ist als sehr aufwändig einzuschätzen, jedoch konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Modell und der Realität erzielt werden. In Bezug auf die beiden untersuchten Wärmepumpenvarianten konnte gezeigt werden, dass eine Übertragung des Betriebsverhaltens nach Herstellerunterlagen auf das Simulationsmodell durch die Kalibrierung möglich ist. Damit eignen sich die Modelle dazu, die Effizienz der R32-WP und der R290-WP zu vergleichen. Die guten Übereinstimmungen zwischen den Modellen und den realen Daten zeigen, dass es mit einer begrenzten Datenlage möglich ist, ein detailliertes Simulationsmodell zu entwickeln. Die verwendeten Daten werden in der GLT erfasst und sind nicht extra zu diesem Zweck aufgezeichnet worden. Damit ist es auch für andere Anlagen, die über eine GLT verfügen, möglich, detaillierte Simulationsmodelle zu entwickeln und beispielsweise zur Optimierung der Betriebsweise zu nutzen. Die Kennfeldmethode stellt eine Möglichkeit zur Validierung dar. Sie könnte aber auch eigenständig dazu genutzt werden, die Effizienz eines Systems anhand von Temperatursensoren zu abzuschätzen, ohne dass Wärmemengen- oder Energiezähler notwendig sind.

Mit dem Simulationsmodell M_{data} werden die Arbeitszahlen für den Heiz- und Kühlbetrieb der beiden Wärmepumpen für den Zeitraum von Februar bis März ermittelt. Dabei zeigt sich im Heizbetrieb eine höhere Arbeitszahl für die R290-WP, im Kühlbetrieb ist die R32-WP deutlich überlegen. Diese Tendenz bestätigt sich auch im Variantenvergleich. Die *JAZ* der R290-WP ist im Heizbetrieb über alle simulierten Varianten höher als die der Vergleichswärmepumpe R32-WP. Im Kühlfall erzielt die R32-WP eine höhere Effizienz. Für die Basisvariante erreicht die R32-WP eine *JAZ* von 2,9 im Heizbetrieb und 4,8 im Kühlbetrieb. Die *JAZ* der R290-WP liegen bei 3,2 (Heizen) und 4,2 (Kühlen). Durch den Variantenvergleich wird zusätzlich gezeigt, dass die Optimierung eines Systems ein großes Potenzial birgt. Das Anpassen der Vorlauftemperaturen führt im Referenzprojekt für die R32-WP zu einer Reduktion des jährlichen Energiebedarfs um 15% im Vergleich zur Basisvariante. Dies ist auf die besseren Arbeitszahlen zurückzuführen. In der optimalen Variante beträgt die *JAZ* für die R32-WP 3,5 (+18%), im Kühlbetrieb 5,2 (+9%). Die Optimierung der R290-WP ergibt eine Reduktion des jährlichen Energiebedarfs von 12%. Die Arbeitszahlen steigen auf 3,7 (Heizen) und 4,4 (Kühlen). Bezogen auf die Basisvariante der R32-WP ist dies im Heizbetrieb mit einer Steigerung von +26% gleichzusetzen. Im Kühlfall hingegen kann die optimierte R290-WP auch die *JAZ* der Basisvariante der R32-WP nicht übertreffen.

Der Unterschied der Arbeitszahlen der beiden Wärmepumpen ist im Heizfall geringer als im Kühlfall. Dies deckt sich mit den Herstellerangaben zu COP und EER (vgl. Abbildung 4). Die Differenz des COP der R32-WP zur R290-WP bleibt über die unterschiedlichen Betriebspunkte annähernd konstant und verringert sich lediglich bei höheren Außentemperaturen geringfügig. Im Gegensatz dazu liegt der EER der R32-WP bei milden Außentemperaturen deutlich über dem der R290-WP, erst ab sehr hohen Lufttemperaturen von über 35°C nimmt der Unterschied stark ab. Der Temperaturverlauf der Außentemperatur im Klimadatensatz des Standortes zeigt, dass solch hohe Temperaturen nur an wenigen Stunden im Jahr zu erwarten sind. Insgesamt überschreitet die Außenlufttemperatur nur an 543 Stunden im Jahr einen Wert von 20°C. Dementsprechend besteht die Anforderung des Kühlbedarfs in einem Temperaturbereich, in dem die R32-WP deutliche Effizienzvorteile gegenüber der R290-WP aufweist. Außerdem erklärt dies auch den geringen Anteil des Kühlbedarfs von 4% des gesamten thermischen Bedarf des Gebäudes (vgl. Abbildung 25). Im Gegensatz dazu bewegt sich die Außenlufttemperatur an 7.190 Stunden unter 15°C, was einem Anteil von 82% des gesamten Jahres beträgt. Dadurch überwiegt der Heizbedarf im konkreten Anwendungsfall deutlich. Aufgrund dessen führt der Einsatz der R290-WP zu einem geringeren jährlichen Energiebedarf des Systems und damit zu einem effizienteren Betrieb im Vergleich zur R32-WP.

Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Berechnung auf dem Klimadatensatz und nicht auf aktuellen Wetterdaten beruhen. Auch in Österreich konnten in den letzten Jahren sehr heiße Sommertage beobachtet werden. Diese Tendenz wird sich durch den Klimawandel voraussichtlich auch in Zukunft fortsetzen. Infolgedessen wird auch der Kühlbedarf der Gebäude künftig einsteigen und dessen Anteil am jährlichen Energiebedarf zunehmen. Dadurch nehmen die energetischen Vorteile der R290-WP gegenüber der R32-WP ab, da die R32-WP im Kühlbetrieb deutlich effizienter arbeiten kann. In den Ergebnissen aus der Berechnung anhand des Referenzklimas spielt der Kühlbedarf hingegen nur eine untergeordnete Rolle. Da der Wärmebedarf den Kühlbedarf deutlich übersteigt, ist der jährliche Energiebedarf der R290-WP in allen untersuchten Betriebsweisen geringer als der der R32-WP. Im Variantenvergleich ist zu erkennen, dass der jährliche Energiebedarf der R32-WP mit steigenden Vorlauftemperaturen stärker zunimmt als bei der R290-WP. Diese scheint damit auch bei Anwendungen, die im Heizfall höhere Vorlauftemperaturen erfordern, Vorteile gegenüber der R32-WP aufzuweisen. Dazu können beispielsweise die Beheizung eines Altbaus mit einer wassergeführten Wärmeabgabe über Heizkörper zählen. Die Eignung von Propan in Wärmepumpenanwendungen mit hohen Vorlauftemperaturen wird auch in der Literatur bestätigt [6]. Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass die R290-WP in Bezug auf die Effizienz im konkreten Anwendungsfall leichte Vorteile aufweist. Damit kann die These, dass R290 als effiziente

Alternative zu konventionellen Kältemitteln geeignet ist, in Übereinstimmung mit [4, 7, 20, 21] bestätigt werden.

Die Betrachtung der Klimawirksamkeit der beiden Systeme fällt ebenfalls zugunsten der R290-WP aus. In der Basisvariante beträgt der TEWI der R32-WP über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren 125,7 t_{CO2e}, der *TEWI* der R290-WP liegt bei 105,1 t_{CO2e} (-17%). Dies ist zum einen auf die höhere Effizienz der R290-WP im Heizbetrieb zurückzuführen, wodurch die indirekten Emissionen durch den Betrieb im Vergleich zur R32-WP geringer ausfallen. Zum anderen sind die direkten Emissionen der R32-WP aufgrund der höheren Kältemittelfüllmenge und des höheren GWP von R32 deutlich höher als bei der R290-WP. Über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren ist der Anteil der direkten Emissionen an den gesamten Emissionen aber gering. Der größte Anteil wird durch die indirekten Emissionen verursacht. Dies bestätigt die Ergebnisse der Autoren in [7], die ebenfalls auf den geringen Anteil der direkten Emissionen hinweisen. Der Vergleich mit den optimierten Varianten zur Basisvariante der R32-WP zeigt, dass durch die höhere Effizienz und den damit einhergehenden geringeren Energieverbrauch eine Reduktion der indirekten Emissionen um 13% (R32-WP Opti) bzw. 27% (R290-WP Opti) erfolgen kann. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit, Systeme so effizient wie möglich zu betreiben. Da die Berechnung der indirekten Emissionen anhand des elektrischen Energiebedarfs und des Emissionsfaktors für die Stromaufbringung erfolgt, wirkt sich auch der verwendete Emissionsfaktor direkt aus. Ein steigender Emissionsfaktor würde den Anteil der indirekten Emissionen erhöhen. Im Gegensatz dazu führen niedrigere Emissionen bei der Stromerzeugung dazu, dass die Bedeutung der direkten Emissionen steigt. Da durch eine zunehmend erneuerbare Stromerzeugung der Emissionsfaktor der Stromaufbringung reduziert wird und sich damit die indirekten Emissionen verringern, werden die direkten Emissionen an Bedeutung gewinnen. Der Vergleich der direkten Emissionen beider Wärmepumpen zeigt, dass die Emissionen der R32-WP die der R290 um mehr als das 700-fache übersteigen. Dies belegt die Relevanz der Forderung im Vorschlag zu einer Überarbeitung der F-Gase-Verordnung, im Angesicht steigender Installationszahlen bereits heute die direkten F-Gas-Emissionen zu begrenzen [9]. Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass natürliche Kältemittel in dieser Beziehung einen Beitrag leisten können. Dies gilt insbesondere vor dem Hintergrund, dass das GWP von R32 mit 675 im Vergleich mit anderen Kältemitteln bereits eher gering ausfällt. Ein höheres *GWP* würde die Referenzanlage in Bezug auf deren negativen Einfluss auf das Klima noch weiter schwächen.

Die Bewertung der Wärmepumpen aus energetischer und ökologischer Sicht hat Vorteile der R290-WP gegenüber der R32-WP gezeigt. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung fällt im Gegensatz dazu sehr eindeutig zugunsten der R32-WP aus. Die Investitionskosten für die R290-WP übersteigen die der R32-WP um mehr als das Doppelte. Dadurch besteht in den unterschiedlichen Szenarien in den Annuitäten der beiden Wärmepumpen ein Unterschied von etwa 10.000 $\in a^{-1}$ (vgl. Abbildung 29). Die höhere Effizienz der R290-WP, die in niedrigeren

Verbrauchskosten resultiert, ist nicht ausreichend, um die Differenz über den Betrachtungszeitraum zu amortisieren. Da die betriebsbedingten Kosten ebenfalls anteilig aus den Investitionskosten ermittelt werden, fallen diese auch hier negativ ins Gewicht. Es ist zu hinterfragen, ob die tatsächlichen Betriebskosten der R290-WP, die der R32-WP tatsächlich so stark übersteigen. Der Anteil der Betriebskosten an der gesamten Annuität ist jedoch gering. Auch eine Anpassung der Betriebskosten würde die Betrachtung nicht zugunsten der R290-WP verschieben. Die hohen Investitionskosten der R290-WP können auf mehrere Gründe zurückgeführt werden. R32 ist der Sicherheitsklasse A2L zuzuordnen (schwer entflammbar), während R290 in die Klasse A3 (leicht entflammbar) fällt [6, 12]. Dadurch ergeben sich höhere Sicherheitsanforderungen für R290, was sich auch auf die Kosten der verwendeten Komponenten niederschlägt. Ein weiterer Faktor könnte darin bestehen, dass am Markt nur wenige Anbieter von Wärmepumpen mit dem Kältemittel R290 vorhanden sind. Dementsprechend werden sich die Verkaufs- und Produktionszahlen der beiden Wärmepumpen ebenfalls stark unterscheiden. Einschränkend muss zudem berücksichtigt werden, dass die wirtschaftliche Betrachtung anhand konkreter Beispiele erfolgt ist. Um eine fundiertere Aussage über die Wirtschaftlichkeit treffen zu können, müsste eine Marktanalyse durchgeführt werden. Ein Marktvergleich in einem Leistungsbereich bis 11 kW zeigt für Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpen in Bezug auf die Investitionssumme Mehrkosten von 24% gegenüber dem Durchschnitt konventioneller Wärmepumpen [4]. Dies bestätigt die Tendenz, dass Wärmepumpen mit R290 teurer sind, dennoch ist die Preisdifferenz der beiden in dieser Arbeit betrachteten Wärmepumpensysteme deutlich größer. Durch marktwirtschaftliche, politische und gesellschaftliche Entwicklungen, die die Nachfrage nach Wärmepumpen, die mit natürlichen Kältemitteln arbeiten, steigen lassen, könnte der wirtschaftliche Nachteil vermindert werden.

Die Diskussion der Ergebnisse dieser Arbeit lässt die folgenden Schlussfolgerungen zu. Im untersuchten Referenzprojekt besteht ein energetischer und ökologischer Vorteil der R290-WP gegenüber der R32-WP. Durch den Variantenvergleich konnte die Gültigkeit dieser Aussage über ein breites Betriebsspektrum gezeigt werden. Dadurch lässt sich ableiten, dass R290 als Kältemittel in einem Wärmepumpensystem auch in anderen Anwendungsfällen eine effiziente Alternative zu konventionellen Kältemitteln darstellen kann. Dies gilt insbesondere dann, wenn der Heizbedarf den Kühlbedarf übersteigt. In Bezug auf die Klimawirksamkeit profitiert R290 von seinem geringen GWP und der hohen Effizienz. Der schädliche Klimaeinfluss durch den Betrieb einer Wärmepumpe kann aufgrund des hohen Anteils der indirekten Emissionen jedoch auch durch die Optimierung der Betriebsweise und der Effizienz deutlich gesenkt werden. Aus wirtschaftlicher Sicht ist der Einsatz der R290-WP trotz ihrer höheren Effizienz aufgrund der hohen Investitionskosten nicht sinnvoll. Durch die Überarbeitung der F-Gase-Verordnung sowie die aktuelle Energiekrise könnten zusätzliche Anreize geschaffen werden, die Forschung an natürlichen Kältemitteln zu intensivieren. Damit könnte die Verfügbarkeit an Geräten auf dem Markt gesteigert und die Wirtschaftlichkeit verbessert werden.

8 Zusammenfassung

Die Dekarbonisierung des Gebäudesektors stellt aufgrund des hohen Energiebedarfs und des hohen Anteils fossiler Brennstoffe eine große Herausforderung dar. Wärmepumpen können dazu beitragen, den Sektor effizienter und emissionsärmer zu gestalten. Die Emissionsstruktur von Wärmepumpen unterscheidet sich in direkte und indirekte Emissionen. Direkte Emissionen entstehen durch Leckagen, Wartungsarbeiten oder bei der Entsorgung des Kältemittels. Indirekte Emissionen resultieren aus dem Energiebedarf zum Betrieb der Wärmepumpe. Konventionelle Kältemittel, die in Wärmepumpen eingesetzt werden, verfügen über ein hohes *GWP*. Damit stellen die direkten Emissionen ein relevantes Treibhauspotenzial dar. Natürliche Kältemittel verfügen über ein geringes *GWP* und werden daher als Möglichkeit gesehen, konventionelle Kältemittel zu substituieren. Eine ganzheitliche Bewertung kann mittels des *TEWI* erfolgen, der sowohl direkte als auch indirekte Emissionen berücksichtigt.

In dieser Fallstudie wird ein simulativer Vergleich der Systemeffizienz und Klimawirksamkeit einer reversiblen R32-WP mit einer R290-WP durchgeführt. Als Referenzprojekt dient eine Filiale einer Restaurantkette. Das Objekt wird über eine Lüftungsanlage beheizt und gekühlt und ermöglicht damit die Untersuchung beider Betriebsweisen der Wärmepumpen. Zur Ermittlung des Energiebedarfs werden das Referenzobjekt und die Wärmepumpen in IDA ICE modelliert und kalibriert. Die Validierung zeigt eine gute Übereinstimmung mit realen Verbrauchsdaten. Der energetische Vergleich ergibt, dass die R290-WP in den untersuchten Betriebsweisen im Heizbetrieb Vorteile aufweist. Im Basisfall beträgt die JAZ für die R290-WP 3,2 und für die R32-WP 2,9. Im Kühlbetrieb erreicht die R32-WP eine bessere Effizienz. Die JAZ liegt für die R32-WP bei 4,8, für die R290-WP bei 4,2. Die Bewertung aus ökologischer Sicht hat zum Ergebnis, dass die R290-WP im Vergleich zur R32-WP von ihrem geringen GWP und ihrer besseren Effizienz im Heizbetrieb profitiert. Mit einem TEWI von rund 105 t_{CO2e} liegt die R290-WP um 17% unter der R32-WP (125,7 t_{CO2e}). Der Anteil der indirekten Emissionen an den Gesamtemissionen überwiegt für beide Wärmepumpen deutlich. Dennoch weist die R32-WP aufgrund des höheren GWP im Vergleich zur R290-WP deutlich höhere direkte Emissionen auf.

Aufgrund höherer Investitionskosten für die R290-WP ergeben sich wirtschaftlich deutliche Vorteile der R32-WP. Die höhere Effizienz der R290-WP ist nicht ausreichend, um die Mehrkosten über den Betriebszeitraum auszugleichen. Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen damit, dass der Einsatz natürlicher Kältemittel in der Anwendung zum Heizen und Kühlen aus energetischer und ökologischer Sicht sinnvoll ist. Sie können dazu beitragen, den Energiebedarf des Gebäudesektors sowie die Emissionen zu reduzieren. Dazu bedarf es aber weiterer Entwicklungen, um eine wirtschaftliche Alternative zu konventionellen Kältemitteln darstellen zu können.

Literatur

- [1] United Nations Environment Programme, Hg., "2021 Global Status Report for Buildings and Construction: Towards a zero-emissions, efficient and resilient buildings and construction sector", Nairobi, 2021.
- [2] European Commission, *EU strategy on heating and cooling*. [Online] Verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52016IP0334.
- [3] S. Marinelli, F. Lolli, R. Gamberini und B. Rimini, "Life Cycle Thinking (LCT) applied to residential heat pump systems: A critical review", *Energy and Buildings*, Jg. 185, S. 210–223, 2019.
- [4] M. Müller, P. Röllig und R. Paatzsch, "Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln", Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige GmbH, Dresden, 2016.
- [5] A. S. Gaur, D. Z. Fitiwi und J. Curtis, "Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review", *Energy Research & Social Science*, Jg. 71, S. 101764, 2021.
- [6] Di Wu, B. Hu und R. Z. Wang, "Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 138, S. 110571, 2021.
- [7] C. Vering, D. Schwarz, P. Stefaniak, V. Venzik und D. Müller, "Kältemittel in Wärmepumpen für die Gebäudeheizung: Ökologische Auswirkungen im gesamten Lebenszyklus", *Chemie Ingenieur Technik*, Jg. 94, Nr. 4, S. 542–554, 2022.
- [8] C. Baumann, G. Huber, M. Preißinger und P. Kepplinger, "A Cloud-Based Flexibility Estimation Method for Domestic Heat Pumps".
- [9] Europäische Kommission, Hg., "Vorschlag für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates über fluorierte Treibhausgase, zur Änderung der Richtlinie (EU) 2019/1937 und zur Aufhebung der Verordnung (EU) Nr. 517/2014", Straßburg, 2022.
- [10] Europäisches Parlament, Hg., "Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006Text von Bedeutung für den EWR", 2014. [Online] Verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&rid=1. Zugriff am: 10.07.22.
- [11] Europäische Kommission, Hg., "REPowerEU-Plan", Brüssel, 2022.
- [12] Hung M. Pham and Rajan Rajendran, "R32 And HFOs As Low-GWP Refrigerants For Air Conditioning", International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1235, 2012.
- [13] J. Dohmann, *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen: Grundlagen und Anwendungen der Kältetechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [14] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants Historical review, considerations, and outlook", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 31, Nr. 7, S. 1123–1133, 2008.
- [15] S. Minetto, L. Cecchinato, R. Brignoli, S. Marinetti und A. Rossetti, "Water-side reversible CO 2 heat pump for residential application", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 63, S. 237–250, 2016.

- [16] P. Byrne, J. Miriel und Y. Lenat, "Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO2 as a working fluid", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 32, Nr. 7, S. 1711–1723, 2009.
- [17] J. Wang *et al.*, "A comprehensive study on a novel transcritical CO2 heat pump for simultaneous space heating and cooling – Concepts and initial performance", *Energy Conversion and Management*, Jg. 243, S. 114397, 2021.
- [18] R. B. Barta, E. A. Groll und D. Ziviani, "Review of stationary and transport CO2 refrigeration and air conditioning technologies", *Applied Thermal Engineering*, Jg. 185, S. 116422, 2021.
- [19] N. Calabrese, R. Mastrullo, A. W. Mauro, P. Rovella und M. Tammaro, "Performance analysis of a rooftop, air-to-air heat pump working with CO 2", *Applied Thermal Engineering*, Jg. 75, S. 1046–1054, 2015.
- [20] B. Palm, "Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems A review", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 31, Nr. 4, S. 552–563, 2008.
- [21] X. Chen, C. Liu, J. Yang und J. Chen, "Experimental study on R-22, R-427A, R-161 and R-290 in air-source heat pump for space heating at low ambient temperatures", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 96, S. 147–154, 2018.
- [22] A. Hesaraki und H. Madani, "Energy Performance of Ground-source Heat Pump and Photovoltaic/thermal (PV/T) in Retrofitted and New Buildings: Two Case Studies Using Simulation and On-site Measurements" (eng), no 5, 2020.
- [23] P. Makhnatch und R. Khodabandeh, "The Role of Environmental Metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the Selection Of Low GWP Refrigerant", *Energy Procedia*, Jg. 61, S. 2460– 2463, 2014.
- [24] DIN EN 14511-1:2018: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Teil 1: Begriffe, 2021.
- [25] VDI-Richtlinie 4650, Blatt 1: "Berechnung von Wärmepumpen Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen - Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung", 2009.
- [26] DIN V 4701-10: "Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen", Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung, 2003.
- [27] M. Beshr *et al.*, "A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, Jg. 56, S. 154–164, 2015.
- [28] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, "Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system", *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, Issue 12, S. 1313–1325, 2002.
- [29] T. Niemelä, "Cost Optimal Renovation Solutions in the 1960s Apartment Buildings", Aalto University, Departement of Energy Technology, 2015.

- [30] T. Niemelä, R. Kosonen und J. Jokisalo, "Comparison of energy performance of simulated and measured heat pump systems in existing multi-family residential buildings", *12th IEA Heat Pump Conf.*, 2017.
- [31] T. Niemelä *et al.*, "Dynamic Simulation Methods of Heat Pump Systems as a Part of Dynamic Energy Simulation of Buildings", *Proceedings of BSO2016: 3th conference of international building performance simulation association England, Newcastle, England*, 2016.
- [32] J. Fadejev, R. Simson, J. Kesti und J. Kurnitski, "Measured and simulated energy performance of OLK NZEB with heat pump and energy piles in Hämeenlinna", *E3S Web Conf.*, Jg. 172, S. 16012, 2020.
- [33] G. Salvalai, "Implementation and validation of simplified heat pump model in IDA-ICE energy simulation environment", *Energy and Buildings*, Jg. 49, S. 132–141, 2012.
- [34] T. Maile, V. Bazjanac und M. Fischer, "A method to compare simulated and measured data to assess building energy performance", *Building and Environment*, Jg. 56, S. 241–251, 2012.
- [35] D. Coakley, P. Raftery und M. Keane, "A review of methods to match building energy simulation models to measured data", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 37, S. 123–141, 2014.
- [36] J. M. Santos-Herrero, J. M. Lopez-Guede und I. Flores-Abascal, "Modeling, simulation and control tools for nZEB: A state-of-the-art review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 142, S. 110851, 2021.
- [37] EQUA Simulation AB, *IDA ICE Simulation Software* | *EQUA*. [Online] Verfügbar unter: https://equa.se/de/ida-ice. Zugriff am: 23.07.22.
- [38] Walter Bösch GmbH & Co. KG, Interne Dokumente.
- [39] Richtlinie 94/9/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten für Geräte und Schutzsysteme zur bestimmungsgemäßen Verwendung in explosionsgefährdeten Bereichen, 1994.
- [40] M. Weithaler, "Untersuchung innovativer thermischer Gebäudespeichersysteme in Kombination mit einer Kältemaschine zum Heizen und Kühlen", Fachhochschule Vorarlberg
 - University of Applied Sciences, 2022.
- [41] M. Wetter, "GenOpt A Generic Optimization Program", Simulation Research Group, Building Technologies Department, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory (Berkeley, CA 94720 - USA).
- [42] White Box Technologies, ASHRAE IWEC 2 Weather Files for International Locations.
 [Online] Verfügbar unter: http://ashrae.whiteboxtechnologies.com/home. Zugriff am: 24.07.22.
- [43] ZAMG, *INCA_L stündlicher Wetterdatensatz*. [Online] Verfügbar unter: https://data.hub.zamg.ac.at/dataset/inca-v1-1h-1km. Zugriff am: 22.07.22.

- [44] Bell, Ian H. and Wronski, Jorrit and Quoilin, Sylvain and Lemort, Vincent, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp", *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Jg. 53, Nr. 6, S. 2498–2508, 2014.
- [45] J. R. Philips, *Online Curve Fitting and Surface Fitting Web Site.* [Online] Verfügbar unter: http://findcurves.com/. Zugriff am: 03.08.22.
- [46] Umweltbundesamt Österreich, Berechnung von Treibhausgas (THG)-Emissionen verschiedener Energieträger. [Online] Verfügbar unter: https://secure.umweltbundesamt.at/co2mon/co2mon.html. Zugriff am: 04.08.22.
- [47] VDI 2067 Blatt 1: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Grundlagen und Kostenberechnung, 2012.

Anhang

| A1 | Gebäudemodell in IDA ICE | а |
|------------|--|---|
| A2 | Schemata der Lüftungsgeräte in IDA ICE | b |
| A3 | Makro zur Volumenstromregelung in IDA ICE | С |
| A4 | Makro zur Regelung der Wärmepumpen und Kältemaschinen in IDA ICE | d |
| A5 | Modellparameter in der Benutzeroberfläche von IDA ICE | f |
| A6 | Wärmepumpenmodell in IDA ICE | g |
| A7 | Daten aus den Herstellerunterlagen der R32-WP | i |
| A 8 | Daten aus den Herstellerunterlagen der R290-WP | k |
| A9 | Ergebnisse der Optimierungsstudie der R32-WP | m |
| A10 | Ergebnisse der Optimierungsstudie der R290-WP | 0 |
| A11 | Verknüpfung von Messdaten in IDA ICE | q |
| A12 | 2 Makro zur Abbildung interner Lasten in IDA ICE | r |
| A13 | Ergebnisse der Parameterstudie | S |
| A14 | Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsberechnung | t |

A1 Gebäudemodell in IDA ICE



Abbildung A1.1: Bildschirmaufnahmen des Gebäudemodells in IDA ICE.





Abbildung A2.1: Bildschirmaufnahme des Schemas des Lüftungsgeräts AHU Gastraum.



AHU Küche

Abbildung A2.2: Bildschirmaufnahme des Schemas des Lüftungsgeräts AHU Küche.



A3 Makro zur Volumenstromregelung in IDA ICE

Abbildung A3.1: Bildschirmaufnahme des Makros zur Volumenstromregelung.

Da in IDA ICE der Volumenstrom über die Zone und nicht das Lüftungsgerät definiert wird, wird das Makro verwendet, um den Volumenstrom im Lüftungsgerät entsprechend den Herstellerangaben zu regeln. Im Multiplikator in der linken oberen Ecke wird das Betriebssignal aus dem Zeitplan des Gerätes mit dem Sollwert des jeweiligen Ventilators multipliziert. Das Signal des Multiplikators dient als variabler Sollwert für den PI-Regler. Der PI-Regler generiert aus dem gemessenen Volumenstrom ein Regelsignal, um den vorgegebenen Sollwert einzuhalten. Das Regelsignal wird mit der Zone verknüpft. Dazu muss das Modell des Gebäudes im *Advanced Level* generiert werden. Jede Zone verfügt im *Advanced Level* über ein Zuluftund Abluftterminal. Das Regelsignal des Makros wird mit der Schnittstelle "FORCE_CON-TROL" des entsprechenden Terminals verknüpft.

A4 Makro zur Regelung der Wärmepumpen und Kältemaschinen in IDA ICE



Abbildung A4.1: Bildschirmaufnahme des Makros zur Regelung der Wärmepumpen.

Zu Regelung der Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb wird ein Makro entworfen. Dieses stellt eine Vereinfachung der tatsächlichen Regelungsstrategie dar. Mittels der beiden Thermostate im oberen, linken Bereich erfolgt die Freigabe der Wärmepumpen über das Signal der Außenluft. Erfolgt die Freigabe, ist ein Betrieb der Wärmepumpen möglich. Die Beladung des Heizungspuffers erfolgt bedarfsabhängig. Dazu wird das Signal des oberen und unteren Temperatursensors im Speicher in Kombination mit zwei Thermostaten verwendet. Die Thermostate sind auf eine Solltemperatur von 40°C und eine Hysterese von 8 K eingestellt. Um den Speicher vollständig aufzuheizen, erfolgt ein Vergleich der Ausgangssignale der beiden Thermostate. Das Maximum aus beiden Signalen wird an die Wärmepumpen weitergeleitet. Sofern die Freigabe anhand der Außentemperatur gegeben ist, wird die Wärmepumpe aktiv und heizt den Speicher auf. Zur Abbildung des Anfahr- und Abkühlverhaltens werden PT1-Glieder in der Regelstrecke vorgesehen. Die Verwendung eines PT1-Gliedes verzögert die Änderung des Eingangssignals. Durch Vorgabe einer Zeitkonstante wird die Zeit angegeben, die verstreicht bis der Regler den vollständigen Wert des Eingangssignals erreicht hat. Das PT1-Glied der Wärmepumpen wird auf eine Zeitkonstante von 180 Sekunden eingestellt. Dies ist ein üblicher Wert, der in der Standardregelung von IDA ICE ebenfalls verwendet wird.

Im Regelungsmakro wird außerdem das Steuersignal für die Umwälzpumpen, die das Wasser zwischen Wärmepumpe und Pufferspeicher transportieren, generiert. Die Regelung wird aus

der Standardregelung von IDA ICE übernommen. Sie besteht aus einem PI-Regler. Dieser erhält als Sollwert die geforderte Speichertemperatur. Das Messsignal, das als Eingangsgröße in den Regler dient, ist die Temperatur am Eintritt der Umwälzpumpe. Der PI-Regler ist im Kühlmodus eingestellt. Das bedeutet, sobald die Temperatur an der Pumpe den Sollwert überschreitet, wird der Massenstrom, der durch die Pumpe gefördert wird, erhöht. Der Pumpe wird das Maximum aus der bedarfsseitigen Regelung und der Temperaturregelung als Eingangssignal weitergeleitet. Dadurch wird gesichert, dass die Leistung der Wärmepumpe an den Speicher übertragen wird, aber die Solltemperatur des Speichers dabei nicht überschritten wird. Das Makro wird ebenfalls zur Regelung des Modells der Kältemaschinen verwendet. Dabei wird die Logik dem Kühlfall entsprechend angepasst.

A5 Modellparameter in der Benutzeroberfläche von IDA ICE

| | | Compressortype | Reciprocating | | | (*2) |
|--|---|----------------------------------|------------------------------|------------------|---------------|------|
| Ambient air to water heat p Warning! It is generally not recomme than the total capacity. If you do, be intended over the entire operating ra | nded for users to change any other proceedings of the machine per inge. | pa ctReciprocating Parameters | | F Description | Reciprocating | U |
| Main parameters at rated cond | itions | Name | Value | Unit | Description | |
| Total heating capacity COP (incl. outdoor fan) | 54 kW 2.72 0-10 | B C E F | 4.06 -1.44 1.8 0.91 | % % % | | |
| Additional settings at rated cor | nditions | | | | | |
| Compressor type | © comp_hp_R32 | | | | | |
| Outdoor (cold) unit | | | | | | |
| T_db_air_in - T_db_air_out (excl. fan dT) | °C | | 1 A2 11- M- d-1 | | | |
| T_air - T_evaporator* | 12.45 °C | | A2w_Hp_Model | | | |
| Min. evap. temperature | -52 °C | | Ambient air te | o water | heat pump | |
| SHR (sensible/total cooling power) | 0.62 0-1 | ОК | Rating condition | 1s — | | |
| Fan pressure rise | 100 Pa | | T_db_air_in | 11 | 7 °C | |
| Fan efficiency | 0.5 0-1 | | T wb air in | [| s °C | |
| Water (hot) unit | | | Water (bot) unit | | | |
| T_condenser - T_water* | 4 °C | | T_water_in | 5 | 50 °C | |
| Max. cond. temperature | 78 °C | | T water out | 4 | 55 °C | |
| Logarithmic temp. diff. | Rating condit | ions | | | | |

Abbildung A5.1: Bildschirmaufnahme mit einer Darstellung der Modellparameter in der Benutzeroberfläche von IDA ICE. Die einzelnen Fenster enthalten die allgemeinen Einstellungen (*1), die Verdichterparameter (*2) und die Auslegungsbedingungen (*3).



A6 Wärmepumpenmodell in IDA ICE

Abbildung A6.1: Bildschirmaufnahme des Simulationsaufbaus eines Wärmepumpenmodells in IDA ICE.

Die Abbildung zeigt den Simulationsaufbau eines Wärmepumpenmodells in IDA ICE. In der linken Bildhälfte sind die Anschlüsse am Kondensator abgebildet, in der rechten die des Verdampfers. Über die "PMT"-Komponenten (P: Druck, M: Massenstrom, T: Temperatur) kann im Modell ein Wasserstrom abgebildet werden, analog dazu werden "PMTXW"-Komponenten (X: Wassergehalt, W: Schadstoffgehalt) für den Luftmassenstrom verwendet. Für die Simulation sind lediglich die Temperaturen und Massenströme relevant, die übrigen Eingänge der Komponenten werden mit dem Wert null verknüpft. Am Kondensator wird die gewünschte Austrittstemperatur über die Konstante T c out definiert. Um eine Spreizung von 5 K zwischen Kondensatoreintritt und -austritt zu erhalten, wird der Massenstrom entsprechend angepasst. Dies erfolgt durch die Implementierung eines PI-Reglers. Der Regler ermittelt aus der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt die notwendige Stellgröße, um den Sollwert dT c zu erreichen. Auf der Verdampferseite wird der Luftmassenstrom anhand des Ausgangssignals des Ventilators geregelt. Dies ist die standardmäßige Regelung in IDA ICE. Über die Konstante T e in wird die Eintrittstemperatur in den Verdampfer definiert. Zur Abbildung unterschiedlicher Betriebszustände wird das abgebildete Modell für die Kalibrierung kopiert und anschließend die beiden Konstanten T c out und T e in entsprechend angepasst. Abbildung A6.2 zeigt einen Ausschnitt des Simulationsaufbaues in IDA ICE. Jedes Wärmepumpenmodell ist nach dem gleichen Auslegungsbetriebspunkt parametriert, simuliert aber jeweils einen eigenen Betriebspunkt.



Abbildung A6.2: Bildschirmaufnahme eines Ausschnitts aus dem Simulationsaufbau der Kalibrierung des Wärmepumpenmodells in IDA ICE.

A7 Daten aus den Herstellerunterlagen der R32-WP

Tabelle A7.1: Leistungen und Effizienz der R32-WP im Heizbetrieb. Eigene Darstellung nach Herstellerangaben [38].

| To/Ti | Тае | | н | eizleist | ung DIN | EN 145 | 511 (kW |) | | COP DIN EN 14511 (-) | | | | | | | |
|-------|------|------|------|----------|----------|----------|----------|------|------|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | DB | | Pr | ozentsa | tz der V | erdichte | erleistu | ng | | Prozentsatz der Verdichterleistung | | | | | | | |
| (°C) | (°C) | 100% | 90% | 80% | 70% | 60% | 50% | 40% | MIN | 100% | 90% | 80% | 70% | 60% | 50% | 40% | MIN |
| | -10 | 38.1 | 34,7 | 30,9 | 26,2 | 22,2 | 17,8 | 13,7 | 12,6 | 3,37 | 3,20 | 3,12 | 3,02 | 2,93 | 2,82 | 2,67 | 2,51 |
| | -7 | 41,1 | 37,8 | 34,0 | 29,1 | 24,8 | 20,0 | 15,5 | 14,4 | 3,60 | 3,45 | 3,40 | 3,32 | 3,23 | 3,13 | 3,01 | 2,86 |
| 25/20 | 2 | 51,9 | 48,6 | 44,3 | 38,7 | 33,5 | 27,3 | 21,1 | 19,6 | 4,45 | 4,35 | 4,35 | 4,32 | 4,26 | 4,15 | 3,97 | 3,89 |
| 23/20 | 7 | 58,7 | 55,3 | 50,6 | 44,3 | 38,4 | 31,4 | 24,4 | 22,6 | 4,98 | 4,91 | 4,94 | 4,94 | 4,88 | 4,78 | 4,58 | 4,51 |
| | 10 | 63,1 | 59,5 | 54,5 | 47,9 | 41,5 | 34,0 | 26,3 | 24,4 | 5,32 | 5,27 | 5,32 | 5,34 | 5,29 | 5,18 | 4,98 | 4,89 |
| | 18 | 75,0 | 71,1 | 65,4 | 57,5 | 50,0 | 40,8 | 31,5 | 29,2 | 6,25 | 6,27 | 6,39 | 6,48 | 6,48 | 6,39 | 6,16 | 6,07 |
| | -10 | 37,1 | 33,8 | 30,1 | 25,6 | 21,7 | 17,3 | 13,3 | 12,3 | 3,07 | 2,92 | 2,85 | 2,76 | 2,67 | 2,57 | 2,45 | 2,29 |
| | -7 | 40,2 | 37,0 | 33,2 | 28,5 | 24,3 | 19,5 | 15,1 | 14,0 | 3,28 | 3,15 | 3,10 | 3,03 | 2,95 | 2,85 | 2,73 | 2,59 |
| 30/25 | 2 | 51,1 | 47,9 | 43,6 | 38,0 | 32,8 | 26,6 | 20,5 | 19,0 | 4,02 | 3,94 | 3,94 | 3,92 | 3,86 | 3,75 | 3,57 | 3,50 |
| 50/25 | 7 | 58,0 | 54,5 | 49,8 | 43,6 | 37,7 | 30,7 | 23,6 | 21,9 | 4,49 | 4,43 | 4,46 | 4,46 | 4,41 | 4,30 | 4,10 | 4,03 |
| | 10 | 62,3 | 58,7 | 53,7 | 47,0 | 40,7 | 33,1 | 25,5 | 23,6 | 4,78 | 4,74 | 4,78 | 4,80 | 4,76 | 4,65 | 4,44 | 4,36 |
| | 18 | 74,1 | 70,1 | 64,4 | 56,5 | 49,0 | 39,8 | 30,5 | 28,3 | 5,59 | 5,60 | 5,71 | 5,79 | 5,78 | 5,69 | 5,45 | 5,35 |
| | -10 | 36,2 | 33,0 | 29,4 | 25,0 | 21,2 | 17,0 | 13,0 | 12,0 | 2,80 | 2,67 | 2,61 | 2,53 | 2,45 | 2,35 | 2,22 | 2,02 |
| | -7 | 39,4 | 36,3 | 32,5 | 27,9 | 23,7 | 19,1 | 14,7 | 13,6 | 2,99 | 2,87 | 2,83 | 2,77 | 2,69 | 2,59 | 2,47 | 2,29 |
| 35/30 | 2 | 50,4 | 47,1 | 42,9 | 37,3 | 32,1 | 26,0 | 19,9 | 18,5 | 3,65 | 3,57 | 3,58 | 3,55 | 3,50 | 3,39 | 3,21 | 3,09 |
| 55750 | 7 | 54,4 | 51,3 | 49,0 | 42,8 | 36,9 | 30,0 | 22,9 | 21,2 | 4,07 | 4,00 | 4,02 | 4,02 | 3,98 | 3,87 | 3,66 | 3,57 |
| | 10 | 61,4 | 57,8 | 52,8 | 46,2 | 39,8 | 32,3 | 24,8 | 22,9 | 4,31 | 4,26 | 4,31 | 4,32 | 4,28 | 4,17 | 3,95 | 3,86 |
| | 18 | 73,1 | 69,1 | 63,3 | 55,5 | 47,9 | 38,8 | 29,5 | 27,3 | 5,00 | 5,01 | 5,11 | 5,17 | 5,16 | 5,05 | 4,80 | 4,70 |
| | -10 | 35,4 | 32,3 | 28,8 | 24,6 | 20,8 | 16,5 | 12,8 | 11,8 | 2,56 | 2,44 | 2,39 | 2,32 | 2,25 | 2,12 | 2,01 | 1,91 |
| | -7 | 38,6 | 35,6 | 32,0 | 27,4 | 23,3 | 18,8 | 14,4 | 13,4 | 2,73 | 2,63 | 2,59 | 2,54 | 2,47 | 2,37 | 2,24 | 2,14 |
| 40/35 | 2 | 49,7 | 46,4 | 42,2 | 36,7 | 31,5 | 25,4 | 19,4 | 17,9 | 3,32 | 3,25 | 3,25 | 3,23 | 3,18 | 3,06 | 2,88 | 2,80 |
| 10,00 | 7 | 56,4 | 52,9 | 48,2 | 42,0 | 36,2 | 29,2 | 22,2 | 20,5 | 3,67 | 3,62 | 3,65 | 3,64 | 3,59 | 3,48 | 3,26 | 3,18 |
| | 10 | 60,6 | 57,0 | 52,0 | 45,3 | 39,0 | 31,5 | 24,0 | 22,1 | 3,89 | 3,85 | 3,89 | 3,90 | 3,85 | 3,73 | 3,50 | 3,42 |
| | 18 | 72,1 | 68,0 | 62,2 | 54,4 | 46,8 | 37,7 | 28,5 | 26,3 | 4,50 | 4,50 | 4,58 | 4,63 | 4,60 | 4,48 | 4,21 | 4,11 |
| | -10 | 34,7 | 31,8 | 28,4 | 24,2 | 20,6 | 16,4 | 12,6 | 11,7 | 2,34 | 2,24 | 2,19 | 2,14 | 2,07 | 1,93 | 1,83 | 1,75 |
| | -7 | 38,0 | 35,0 | 31,5 | 27,0 | 23,0 | 18,5 | 14,2 | 13,2 | 2,50 | 2,41 | 2,38 | 2,33 | 2,26 | 2,17 | 2,04 | 1,95 |
| 45/40 | 2 | 49,0 | 45,8 | 41,5 | 36,1 | 30,9 | 24,9 | 18,9 | 17,4 | 3,01 | 2,95 | 2,96 | 2,94 | 2,88 | 2,76 | 2,57 | 2,50 |
| | 7 | 55,2 | 50,6 | 47,5 | 41,3 | 35,4 | 28,5 | 21,5 | 19,9 | 3,30 | 3,19 | 3,20 | 3,17 | 3,14 | 3,08 | 2,89 | 2,82 |
| | 10 | 59,8 | 56,1 | 51,1 | 44,5 | 38,2 | 30,7 | 23,2 | 21,3 | 3,51 | 3,48 | 3,51 | 3,51 | 3,46 | 3,33 | 3,09 | 3,01 |
| | 18 | 71,0 | 66,9 | 61,0 | 53,2 | 45,6 | 36,6 | 27,4 | 25,2 | 4,03 | 4,03 | 4,10 | 4,13 | 4,09 | 3,96 | 3,68 | 3,57 |
| | -10 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | 37,4 | 34,5 | 31,1 | 26,7 | 22,8 | 18,3 | 14,0 | 13,1 | 2,29 | 2,21 | 2,18 | 2,14 | 2,08 | 1,99 | 1,87 | 1,75 |
| 50/45 | 2 | 48,3 | 45,1 | 40,9 | 35,5 | 30,4 | 24,3 | 18,4 | 17,0 | 2,74 | 2,69 | 2,69 | 2,67 | 2,61 | 2,50 | 2,33 | 2,22 |
| | 7 | 54,8 | 51,3 | 46,7 | 40,5 | 34,7 | 27,8 | 20,9 | 19,2 | 3,01 | 2,97 | 2,99 | 2,97 | 2,92 | 2,80 | 2,57 | 2,48 |
| | 10 | 58,8 | 55,2 | 50,2 | 43,6 | 37,3 | 29,9 | 22,3 | 20,5 | 3,17 | 3,14 | 3,17 | 3,16 | 3,11 | 2,98 | 2,73 | 2,65 |
| | 18 | 69,7 | 65,6 | 59,7 | 51,9 | 44,4 | 35,4 | 26,3 | 24,0 | 3,61 | 3,61 | 3,67 | 3,69 | 3,64 | 3,50 | 3,21 | 3,10 |
| | -10 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 55/50 | 2 | 47,6 | 44,5 | 40,3 | 34,9 | 29,9 | 23,9 | 18,0 | 16,5 | 2,50 | 2,45 | 2,45 | 2,43 | 2,37 | 2,26 | 2,02 | 2,00 |
| , | 7 | 54,0 | 50,5 | 45,8 | 39,7 | 33,9 | 27,1 | 20,2 | 18,6 | 2,72 | 2,69 | 2,70 | 2,69 | 2,63 | 2,50 | 2,26 | 2,23 |
| | 10 | 57,9 | 54,2 | 49,2 | 42,6 | 36,4 | 29,0 | 21,5 | 19,8 | 2,86 | 2,83 | 2,86 | 2,85 | 2,79 | 2,65 | 2,40 | 2,36 |
| | 18 | 68,3 | 64,1 | 58,3 | 50,5 | 43,1 | 34,1 | 25,1 | 23,0 | 3,23 | 3,23 | 3,27 | 3,29 | 3,23 | 3,08 | 2,78 | 2,73 |

| To/Ti | Тае | | Ki | ühlleist | ung DIN | I EN 14 | 511 (kW | /) | | | | EI | ER DIN I | EN 1451 | 1 (-) | | |
|-------|------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|--------------|---------------|---------------|--------------|
| | DB | | Pro | ozentsa | tz der V | erdicht | erleistu | ng | | | Р | rozents | atz der | Verdicht | terleistu | ng | |
| (°C) | (°C) | 100% | 90% | 80% | 70% | 60% | 50% | 40% | MIN | 100% | 90% | 80% | 70% | 60% | 50% | 40% | MIN |
| | 10 | 62,8 | 56,0 | 49,8 | 44,7 | 39,5 | 33,1 | 27,2 | 25,3 | 5,95 | 6,04 | 6,23 | 6,32 | 6,39 | 6,45 | 6,48 | 6,51 |
| | 15 | 60,2 | 53,7 | 47,7 | 42,8 | 37,8 | 31,6 | 25,8 | 24 | 5,12 | 5,20 | 5,37 | 5,45 | 5,50 | 5,54 | 5,53 | 5,55 |
| 5/10 | 25 | 55,0 | 49,1 | 43,6 | 39,1 | 34,4 | 28,5 | 23 | 21,3 | 3,88 | 3,94 | 4,08 | 4,15 | 4,18 | 4,17 | 4,12 | 4,12 |
| | 35 | 49,7 | 44,3 | 39,4 | 35,2 | 30,8 | 25,3 | 20,2 | 18,6 | 2,95 | 3,00 | 3,09 | 3,14 | 3,14 | 3,10 | 2,99 | 2,97 |
| | 45 | 44,1 | 39,4 | 34,9 | 31,2 | 27,1 | 22,0 | 17,3 | 15,7 | 2,23 | 2,27 | 2,33 | 2,35 | 2,33 | 2,25 | 2,19 | 2,07 |
| | 10 | 66,9 | 59,7 | 53,1 | 47,7 | 42,2 | 35,3 | 28,9 | 26,9 | 6,28 | 6,40 | 6,63 | 6,77 | 6,83 | 6,91 | 6,94 | 7,00 |
| | 15 | 64,2 | 57,3 | 51,0 | 45,8 | 40,4 | 33,6 | 27,4 | 25,5 | 5,40 | 5,50 | 5,70 | 5,82 | 5,88 | 5,92 | 5,91 | 5,94 |
| 7/12 | 25 | 58,8 | 52,5 | 46,7 | 41,8 | 36,8 | 30,4 | 24,5 | 22,7 | 4,08 | 4,17 | 4,32 | 4,41 | 4,44 | 4,44 | 4,38 | 4,38 |
| | 35 | 53,1 | 47,5 | 42,2 | 37,7 | 33,0 | 27,0 | 21,5 | 19,8 | 2,95 | 3,16 | 3,27 | 3,33 | 3,34 | 3,29 | 3,16 | 3,15 |
| | 45 | 47,3 | 42,3 | 37,5 | 33,4 | 29,0 | 23,5 | 18,3 | 16,7 | 2,35 | 2,39 | 2,47 | 2,49 | 2,47 | 2,38 | 2,22 | 2,19 |
| | 10 | 73,1 | 65,3 | 58,1 | 52,2 | 46,1 | 38,5 | 31,4 | 29,2 | 6,69 | 6,85 | 7,15 | 7,32 | 7,41 | 7,50 | 7,53 | 7,58 |
| | 15 | 70,4 | 62,9 | 56,0 | 50,3 | 44,3 | 36,8 | 20,0 | 27,8 | 5,85 | 5,96 | 6,22 | 6,37 | 6,47 | 6,53 | 6,53 | 6,60 |
| 10/15 | 25 | 64,6 | 57,8 | 51,4 | 46,0 | 40,4 | 33,4 | 26,9 | 24,8 | 4,40 | 4,51 | 4,70 | 4,81 | 4,86 | 4,88 | 4,80 | 4,82 |
| | 35 | 58,5 | 52,3 | 46,5 | 41,5 | 36,3 | 29,7 | 23,5 | 21,6 | 3,34 | 3,42 | 3,55 | 3,62 | 3,63 | 3,59 | 3,45 | 3,44 |
| | 45 | 52,1 | 46,6 | 41,3 | 36,8 | 32,0 | 25,8 | 20,0 | 18,2 | 2,53 | 2,58 | 2,67 | 2,70 | 2,68 | 2,59 | 2,40 | 2,37 |
| | 10 | 84,2 | 75,4 | 67,1 | 60,3 | 53,1 | 44,2 | 35,9 | 33,3 | 7,50 | 7,78 | 8,23 | 8,51 | 8,72 | 8,89 | 9,00 | 9,09 |
| 15/20 | 15 | 81,3 | 72,7 | 64,7 | 58,1 | 51,1 | 42,4 | 34,3 | 31,7 | 6,53 | 6,76 | 7,14 | 7,38 | 7,55 | 7,69 | 7,72 | 7,81 |
| 15/20 | 25 | 74,9 | 67,0 | 59,5 | 53,3 | 46,8 | 38,5 | 30,8 | 28,4 | 4,95 | 5,10 | 5,36 | 5,53 | 5,63 | 5,67 | 5,60 | 5,64 |
| | 35 | 67,9 | 60,8 | 54,0 | 48,2 | 42,0 | 34,2 | 27,0 | 24,8 | 3,75 | 3,86 | 4,03 | 4,13 | 4,16 | 4,13 | 3,97 | 3,96 |
| | 45 | 60,6 | 54,2 | 48,0 | 42,7 | 37,0 | 29,7 | 22,8 | 20,8 | 2,84 | 2,91 | 3,02 | 3,07 | 3,06 | 2,95 | 2,74 | 2,69 |
| | 10 | 91,2 | 81,7 | 72,7 | 65,3 | 57,5 | 47,7 | 38,6 | 36,2 | 7,98 | 8,35 | 8,92 | 9,30 | 9,58 | 9,87 | 10,00 | 10,10 |
| 10/22 | 15 | 88,1 | 78,9 | 70,2 | 62,9 | 55,3 | 45,8 | 36,9 | 34,6 | 6,96 | 7,26 | 7,72 | 8,03 | 8,27 | 8,49 | 8,59 | 8,58 |
| 10/25 | 25 | 81,3 | /2,/ 62.4 | 64,6 | 57,8 | 50,7 45.6 | 41,6 | 33,2 20.1 | 31,0 | 5,28 | 5,48 | 5,78 | 5,99 | 6,12 | 6,20 | 0,15 | 6,09 |
| | 35 | /3,8 65 0 | 62,4 | 50,0 53.1 | 52,5 16 2 | 45,0 | 37,0 22.1 | 29,1 | 27,0 | 4,00 | 4,14 | 4,54 2.25 | 4,40 | 4,51 | 4,47 | 4,31 | 4,23 |
| | 45 | 05,0 | 20,9 9E 0 | 32,1 76 E | 40,5 | 40,1 | 52,1 | 24,0 40 E | 22,0 | 5,05 0 21 | 5,11 0 74 | 0.20 | 5,50 | 3,29 | 3,10 | 2,95 | 2,94 |
| | 10 | 95,9 02 7 | 02,9 | 70,5 | 66.7 | 00,4 E0 0 | 30,1 40 1 | 40,5 20 7 | 30,0 26 2 | 0,51 7 25 | 0,74 7 E 0 | 9,59 0 1 7 | 9,04 0 E 0 | 0 70 | 10,00 | 0.21 | 10,90 |
| 20/25 | 72 | 92,1 05 C | 05,0 76.6 | 13,9 60 0 | 60.0 | 50,2 | 40,1 12 7 | 20,7 | 30,Z | 7,23 | 7,59 E 72 | 0,1Z | 0,50 6 20 | 0,10 6 16 | 9,00 6 E 7 | 9,21 6 E A | 9,22 6 40 |
| 20/23 | 25 | ס,כס ר רר | /0,0 | 00,0 | 60,9 FF 0 | 23,3 | 43,7 | 34,ð | 32,5 20 2 | 5,5U | 5,73 | 0,07 | 0,30 | 0,40 | / כ,ס د ج | 0,54 | 0,49 |
| | 35 | //,/ | 69,5 | 61,/ | 55,0 | 47,9 | 38,9 | 30,5 | 28,3 | 4,17 | 4,32 | 4,55 | 4,68 | 4,75 | 4,/3 | 4,57 | 4,48 |
| | 45 | 69,3 | 62,0 | 54,9 | 48,7 | 42,1 | 33,/ | 25,8 | 23,9 | 3,16 | 3,25 | 3,40 | 3,46 | 3,45 | 3,35 | 3,11 | 3,10 |

Tabelle A7.2: Leistungen und Effizienz der R32-WP im Kühlbetrieb. Eigene Darstellung nach Herstellerangaben [38].

A8 Daten aus den Herstellerunterlagen der R290-WP

Tabelle A8.1: Leistungen und Effizienz der R290-WP im Heizbetrieb. Eigene Darstellung nach Herstellerangaben [38].

| To/Ti | Tae | Heizleistung DIN EN 14511 (kW) | COP DIN EN 14511 (-) |
|-------|------|--------------------------------|----------------------|
| | DB | | |
| (°C) | (°C) | 100% | 100% |
| | -10 | 39,8 | 3,55 |
| | -7 | 43,4 | 3,74 |
| 30/25 | 2 | 55,8 | 4,36 |
| 00,20 | 7 | 63,6 | 4,78 |
| | 10 | 68,9 | 5,07 |
| | 18 | 82,2 | 6,04 |
| | -10 | 39,1 | 3,13 |
| | -7 | 42,5 | 3,24 |
| 40/35 | 2 | 53,4 | 3,68 |
| 40/33 | 7 | 59,9 | 3,92 |
| | 10 | 64,4 | 4,07 |
| | 18 | 75,9 | 4,57 |
| | -10 | 37,5 | 2,84 |
| | -7 | 41,0 | 2,97 |
| 45/40 | 2 | 52,5 | 3,39 |
| 43/40 | 7 | 59,9 | 3,65 |
| | 10 | 64,8 | 3,83 |
| | 18 | 76,2 | 4,43 |
| | -10 | 37,4 | 2,75 |
| | -7 | 40,8 | 2,86 |
| 50/45 | 2 | 51,1 | 3,19 |
| 50/45 | 7 | 57,5 | 3,40 |
| | 10 | 61,5 | 3,53 |
| | 18 | 71,7 | 3,92 |
| | -10 | 36,8 | 2,61 |
| | -7 | 39,9 | 2,72 |
| | 2 | 50,1 | 3,02 |
| 55/50 | 7 | 56,2 | 3,19 |
| | 10 | 60,1 | 3,32 |
| | 18 | 69,5 | 3,66 |
| | -10 | 35,5 | 2,43 |
| | -7 | 38,6 | 2,51 |
| co/55 | 2 | 48,8 | 2,80 |
| 60/55 | 7 | 55,3 | 2,99 |
| | 10 | 59,6 | 3,10 |
| | 18 | 69,0 | 3,52 |

| To/Ti | Тае | Kühlleistung DIN EN 14511 (kW) | EER DIN EN 14511 (-) |
|-------|------|--------------------------------|----------------------|
| | DB | | |
| (°C) | (°C) | 100% | 100% |
| | 10 | 52,8 | 4,45 |
| | 15 | 52,4 | 4,20 |
| 5/10 | 25 | 49,4 | 3,53 |
| | 35 | 46,2 | 2,96 |
| | 45 | 41,8 | 2,42 |
| | 10 | 56,0 | 4,59 |
| | 15 | 55,4 | 4,33 |
| 7/12 | 25 | 53,3 | 3,70 |
| | 35 | 49,2 | 3,04 |
| | 45 | 43,1 | 2,45 |
| | 10 | 61,5 | 4,88 |
| | 15 | 62,7 | 4,64 |
| 10/15 | 25 | 57,9 | 3,89 |
| | 35 | 53,0 | 3,17 |
| | 45 | 47,0 | 2,58 |
| | 10 | 67,7 | 5,16 |
| | 15 | 64,1 | 4,72 |
| 12/17 | 25 | 63,0 | 4,09 |
| | 35 | 54,9 | 3,25 |
| | 45 | 49,3 | 2,66 |

Tabelle 8.2: Leistungen und Effizienz der R290-WP im Kühlbetrieb. Eigene Darstellung nach Herstellerangaben [38].

A9 Ergebnisse der Optimierungsstudie der R32-WP

Tabelle A9.1: Ergebnisse der Optimierungsstudie zur Kalibrierung des Modells der R32-WP im Heizbetrieb in IDA ICE.

| To/Ti | Tae | Тае | Heizleistung | COP | | | C | ptimier | ungsvariablen | | | ErrFunc |
|-------|---------|--------|----------------|------|-------|--------|--------|---------|---------------|------------|----------|------------|
| | DB | WB | 100% | 100% | В | С | Е | F | dTlog_evap | dTlog_cond | delta T | RMSE |
| (°C) | (°C) | (°C) | (kW) | (-) | (%) | (%) | (%) | (%) | (K) | (K) | (K) | (W) |
| | -10 | -11,10 | 38,10 | 3,37 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 41,10 | 3,60 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 25/20 | 2 | 1,70 | 51,90 | 4,45 | 7,38 | -1,885 | 0,85 | 1,76 | 11,36 | 4,36 | 7,98 | 523,4 |
| 25/20 | 7 | 6,00 | 58,70 | 4,98 | 6,92 | -1,685 | 0,3 | 1,97 | 12,04 | 8,65 | 6,99 | 638,6 |
| | 10 | 8,20 | 63,10 | 5,32 | 7,65 | -2,054 | 0,7 | 1,91 | 17 | 4,023 | 8,014 | 602,0 |
| | 18 | 14,00 | 75,00 | 6,25 | 5,5 | -1,06 | 0,65 | 1,97 | 17 | 4,39 | 12 | 2139 |
| | -10 | -11,10 | 37,10 | 3,07 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 40,20 | 3,28 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 30/25 | 2 | 1,70 | 51,10 | 4,02 | 8,23 | -2,054 | 0,3312 | 1,805 | 11,21 | 9,715 | 8,07 | 509,6 |
| 00,20 | 7 | 6,00 | 58,00 | 4,49 | 6,9 | -1,679 | 0,4125 | 1,925 | 11,71 | 7,27 | 6,99 | 630,9 |
| | 10 | 8,20 | 62,30 | 4,78 | 8,11 | -2,14 | 0,475 | 1,903 | 16,69 | 6,04 | 8,014 | 588 |
| | 18 | 14,00 | 74,10 | 5,59 | 5,47 | -1,285 | 0,45 | 2 | 17 | 7,99 | 12 | 2172 |
| | -10 | -11,10 | 36,20 | 2,80 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 39,40 | 2,99 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 35/30 | 2 | 1,70 | 50,40 | 3,65 | 8,18 | -2,085 | 0,5875 | 1,76 | 11,08 | 7,39 | 8,07 | 511,2 |
| | 7 | 6,00 | 54,40 | 4,07 | 7,38 | -1,86 | 0,05 | 2,135 | 13,11 | 10 | 6,99 | 853,7 |
| | 10 | 8,20 | 61,40 | 4,31 | 8,4 | -2,185 | 0,425 | 1,85 | 16,52 | 5,995 | 8,014 | 583,3 |
| | 18 | 14,00 | 73,10 | 5,00 | 5,46 | -1,585 | 0,45 | 2 | 17 | 7,27 | 12 | 2187 |
| | -10 | -11,10 | 35,40 | 2,56 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -/ | -8,00 | 38,60 | 2,73 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 40/35 | 2 | 1,70 | 49,70 | 3,32 | 8,47 | -2,123 | 0,6438 | 1,67 | 11,08 | 8,065 | 8,07 | 513,5 |
| | / | 6,00 | 56,40 | 3,67 | 7,13 | -1,654 | 0,4313 | 1,745 | 11,5 | 7,21 | 6,99 | 617,5 |
| | 10 | 8,20 | 60,60 | 3,89 | 8,84 | -2,235 | 0,3625 | 1,745 | 16,42 | 6,/3 | 8,014 | 558,7 |
| | 10 | 14,00 | 72,10 | 4,50 | 5,78 | -1,985 | 0,35 | 1,94 | 1/ | 7,42 | 12 | 2142 |
| | -10 | -11,10 | 34,70 | 4,50 | - | - | - | - | | - | - | - |
| | -/ | -8,00 | 38,00 49.00 | 2,50 | 83/ | -7 173 | - | - | - 11 15 | 5 11 | - 8 0/17 | - /95 1 |
| 45/40 | 7 | 6.00 | 4 <i>5</i> ,00 | 3,01 | 7 02 | -2,123 | 2 75 | 1.88 | 12 76 | 8 11 | 5.82 | 1745 |
| | , 10 | 8 20 | 59.20 | 3,50 | 8.62 | -2,11 | 2,75 | 0.32 | 15.63 | 7 69 | 7 35 | 1968 |
| | 18 | 14.00 | 71 00 | 4 03 | 8 14 | -3 76 | 44 | -1.6 | 16 68 | 9 1 9 | 10.68 | 5513 |
| | -10 | -11.10 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8.00 | 37.40 | 2.29 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | 2 | 1.70 | 48.30 | 2.74 | 9.47 | -2.285 | 0.9875 | 1.475 | 11.38 | 5.65 | 7.89 | 500.4 |
| 50/45 | 7 | 6.00 | 54.80 | 3.01 | 7.46 | -1.685 | 0.65 | 1.52 | 11.66 | 7 | 6.99 | 521.1 |
| | 10 | 8.20 | 58.80 | 3.17 | 9.5 | -2.398 | 0.7875 | 1.77 | 16.56 | 5.95 | 8.002 | 665.7 |
| | 18 | 14.00 | 69.70 | 3.61 | 7.7 | -3.21 | 0.1 | 1.88 | 17 | 8.35 | 12 | 1945 |
| | -10 | -11.10 | - | - | - | -, | - ,- | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8.00 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | 2 | 1.70 | 47.60 | 2.50 | 8.82 | -2.435 | 1.2 | 1.408 | 11.99 | 4.27 | 7.204 | 546.4 |
| 55/50 | 7 | 6.00 | 54,00 | 2.72 | 7,38 | -1.735 | 0.975 | 1.49 | 12.45 | 4 | 6 | 493 |
| | 10 | 8,20 | 57,90 | 2,86 | 10.04 | -2,635 | 1.05 | 1.375 | 16.96 | 4,99 | 7.643 | 510.3 |
| | 18 | 14,00 | 68,30 | 3,23 | 7,66 | -3,46 | 3,9 | -0,46 | 16,96 | 9,37 | 11,4 | 2882 |

| To/Ti | Тае | Tae | Kühlleistung | EER | | | | Optimie | rungsvariablen | | | ErrFunc |
|-------|------|-------|--------------|------|-------|--------|--------|---------|----------------|------------|---------|---------|
| | DB | WB | 100% | 100% | В | С | Е | F | dTlog_evap | dTlog_cond | delta T | RMSE |
| (°C) | (°C) | (°C) | (kW) | (-) | (%) | (%) | (%) | (%) | (K) | (K) | (K) | (W) |
| | 10 | 5,52 | 62,80 | 5,95 | 4,758 | -1,323 | -0,163 | 2,150 | 6,747 | 4,000 | 18,580 | 638,6 |
| | 15 | 9,64 | 60,20 | 5,12 | 4,653 | -1,323 | -0,210 | 2,101 | 6,211 | 5,100 | 17,770 | 588,7 |
| 5/10 | 25 | 17,82 | 55,00 | 3,88 | 4,888 | -1,423 | -0,220 | 2,071 | 6,775 | 6,393 | 16,090 | 575,7 |
| | 35 | 26,05 | 49,70 | 2,95 | 4,388 | -1,298 | -0,080 | 1,958 | 4,520 | 5,787 | 15,100 | 570 |
| | 45 | 34,4 | 44,10 | 2,23 | 4,708 | -1,673 | 0,750 | 1,876 | 6,115 | 10,220 | 11,250 | 1571 |
| | 10 | 5,52 | 66,90 | 6,28 | 4,718 | -1,323 | -0,260 | 2,206 | 7,146 | 4,234 | 19,640 | 651,5 |
| | 15 | 9,64 | 64,20 | 5,40 | 4,713 | -1,373 | -0,285 | 2,135 | 7,105 | 4,000 | 18,840 | 596,5 |
| 7/12 | 25 | 17,82 | 58,80 | 4,08 | 4,748 | -1,423 | -0,270 | 2,056 | 7,105 | 4,715 | 17,720 | 582,6 |
| | 35 | 26,05 | 53,10 | 2,95 | 4,348 | -1,323 | -0,170 | 1,936 | 5,785 | 7,905 | 10,430 | 575,1 |
| | 45 | 34,4 | 47,30 | 2,35 | 4,758 | -1,426 | -0,073 | 1,876 | 5,125 | 6,475 | 14,550 | 617,5 |
| | 10 | 5,52 | 73,10 | 6,69 | 4,613 | -1,317 | -0,390 | 2,236 | 7,614 | 6,750 | 19,990 | 677,9 |
| | 15 | 9,64 | 70,40 | 5,85 | 4,628 | -1,373 | -0,360 | 2,206 | 7,600 | 5,622 | 19,980 | 645 |
| 10/15 | 25 | 17,82 | 64,60 | 4,40 | 5,728 | -1,673 | -0,370 | 2,116 | 10,850 | 4,055 | 19,970 | 619 |
| | 35 | 26,05 | 58,50 | 3,34 | 4,498 | -1,323 | -0,270 | 1,974 | 5,950 | 4,000 | 18,450 | 565 |
| | 45 | 34,4 | 52,10 | 2,53 | 4,828 | -1,473 | -0,260 | 1,891 | 5,895 | 5,815 | 16,430 | 627,1 |
| | 10 | 5,52 | 84,20 | 7,50 | 4,268 | -1,273 | -0,610 | 2,289 | 8,095 | 5,815 | 20,000 | 771,5 |
| | 15 | 9,64 | 81,30 | 6,53 | 4,488 | -1,373 | -0,598 | 2,236 | 8,700 | 4,082 | 19,970 | 738,9 |
| 15/20 | 25 | 17,82 | 74,90 | 4,95 | 5,968 | -1,698 | -0,870 | 2,236 | 12,660 | 9,830 | 20,000 | 726,1 |
| | 35 | 26,05 | 67,90 | 3,75 | 4,308 | -1,323 | 0,550 | 1,816 | 6,115 | 8,675 | 6,900 | 1517 |
| | 45 | 34,4 | 60,60 | 2,84 | 4,308 | -1,373 | 0,550 | 1,576 | 6,885 | 9,225 | 7,650 | 932,1 |
| | 10 | 5,52 | 91,20 | 7,98 | 4,208 | -1,273 | -0,718 | 2,274 | 9,113 | 4,082 | 19,990 | 786 |
| | 15 | 9,64 | 88,10 | 6,96 | 4,338 | -1,323 | -0,730 | 2,213 | 8,810 | 4,000 | 19,990 | 744,4 |
| 18/23 | 25 | 17,82 | 81,30 | 5,28 | 4,648 | -1,373 | -0,690 | 2,071 | 9,030 | 4,000 | 19,970 | 731,6 |
| | 35 | 26,05 | 73,80 | 4,00 | 4,068 | -1,226 | -0,450 | 1,944 | 5,551 | 4,055 | 19,990 | 573,3 |
| | 45 | 34,4 | 65,80 | 3,03 | 4,608 | -1,523 | -0,578 | 1,966 | 7,380 | 9,005 | 18,470 | 771 |
| | 10 | 5,52 | 95,90 | 8,31 | 3,868 | -1,173 | -0,790 | 2,244 | 7,325 | 6,365 | 20,000 | 813,1 |
| | 15 | 9,64 | 92,70 | 7,25 | 4,023 | -1,229 | -0,740 | 2,176 | 7,559 | 4,055 | 20,000 | 734,7 |
| 20/25 | 25 | 17,82 | 85,60 | 5,50 | 4,428 | -1,323 | -0,690 | 2,041 | 8,755 | 4,000 | 19,980 | 671,6 |
| | 35 | 26,05 | 77,70 | 4,17 | 4,418 | -1,367 | -0,558 | 1,966 | 8,246 | 6,832 | 19,970 | 591,2 |
| | 45 | 34,4 | 69,30 | 3,16 | 4,328 | -1,464 | -0,560 | 1,899 | 7,469 | 11,320 | 13,840 | 818,9 |

Tabelle A9.2: Ergebnisse der Optimierungsstudie zur Kalibrierung des Modells der R32-WP im Kühlbetrieb in IDA ICE.
A10 Ergebnisse der Optimierungsstudie der R290-WP

Tabelle A10.1: Ergebnisse der Optimierungsstudie zur Kalibrierung des Modells der R290-WP im Heizbetrieb in IDA ICE.

| To/Ti | Тае | Тае | Heizleistung | COP | Optimierungsvariablen | | | | | | | ErrFunc |
|--|---------|--------------|----------------|--------------|-----------------------|--------|---------|--------|------------|------------|---------|---------|
| | DB | WB | 100% | 100% | В | С | Е | F | dTlog_evap | dTlog_cond | delta T | RMSE |
| (°C) | (°C) | (°C) | (kW) | (-) | (%) | (%) | (%) | (%) | (K) | (K) | (K) | (W) |
| | -10 | -11,10 | 39,80 | 3,55 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 43,40 | 3,74 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 20/25 | 2 | 1,70 | 55,80 | 4,36 | 6,38 | -1,847 | 1,837 | 1,033 | 11,71 | 4,355 | 8,061 | 604,9 |
| 30/25 | 7 | 6,00 | 63,60 | 4,78 | 5,84 | -1,635 | 1,625 | 1,205 | 11,97 | 4,495 | 6,99 | 644,3 |
| | 10 | 8,20 | 68,90 | 5,07 | 6,580 | -1,948 | 1,725 | 1,093 | 14,990 | 4,600 | 10,420 | 645,1 |
| | 18 | 14,00 | 82,20 | 6,04 | 6,62 | -0,71 | 0,55 | 0,98 | 13,32 | 4,95 | 12,29 | 4508 |
| | -10 | -11,10 | 39,07 | 3,13 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 42,49 | 3,24 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 40/2E | 2 | 1,70 | 53,37 | 3,68 | 6,58 | -1,91 | 1,95 | 0,95 | 12,45 | 3,97 | 6,255 | 614,9 |
| 40/55 | 7 | 6,00 | 59,90 | 3,92 | 6,08 | -1,635 | 1,675 | 0,9988 | 12,1 | 5,3 | 6,968 | 573,3 |
| | 10 | 8,20 | 64,35 | 4,07 | 7,12 | -2,023 | 1,913 | 0,83 | 16,19 | 6,56 | 9,23 | 597,4 |
| | 18 | 14,00 | 75,85 | 4,57 | 5,5 | -1,66 | 1,65 | 1,04 | 17 | 7,4 | 14,45 | 1739 |
| | -10 | -11,10 | 37,50 | 2,84 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| то/ті (°С) 30/25 40/35 45/40 50/45 55/50 | -7 | -8,00 | 41,00 | 2,97 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 45/40 | 2 | 1,70 | 52,50 | 3,39 | 6,86 | -1,948 | 1,95 | 0,845 | 11,73 | 4,495 | 7,02 | 591,4 |
| , | 7 | 6,00 | 59,90 | 3,65 | 5,98 | -1,591 | 1,775 | 0,905 | 11,25 | 3,305 | 6,99 | 522,3 |
| | 10 | 8,20 | 64,80 | 3,83 | 7,28 | -2,06 | 1,9 | 0,815 | 15,05 | 7,593 | 9,23 | 602,1 |
| | 18 | 14,00 | 76,20 | 4,43 | 6,78 | -1,11 | 0,2 | -0,7 | 15,91 | 5,79 | 11,3 | 4126 |
| | -10 | -11,10 | 37,41 | 2,75 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -7 | -8,00 | 40,83 | 2,86 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 50/45 | 2 | 1,70 | 51,09 | 3,19 | 6,85 | -1,948 | 2,125 | 0,755 | 11,24 | 3,008 | 8,061 | 616,3 |
| | 7 | 6,00 | 57,51 | 3,40 | 6,46 | -1,685 | 1,6 | 0,89 | 11,82 | 7,085 | 6,99 | 586,4 |
| | 10 | 8,20 | 61,45 | 3,53 | 7,98 | -1,81 | 2,2 | 0,08 | 15,49 | 7,19 | 9,74 | 1093 |
| | 18 | 14,00 | /1,/1 | 3,92 | 5,845 | -2,335 | 1,475 | 0,86 | 17 | 7,26 | 14,45 | 1920 |
| | -10 | -11,10 | 36,79 | 2,61 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | -/ | -8,00 | 39,90 | 2,72 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 55/50 | 2 | 1,70 | 50,05 | 3,02 2,10 | 6,90 | -1,91 | 2,238 | 0,62 | 11,34 | 3,008 | 6 00 | 602.0 |
| | 10 | 0,00 8 20 | 50,17 60,10 | 2 2 2 2 | 754 | -1,073 | 2 1 2 5 | 0,8 | 15.49 | 2 025 | 10.1 | 622,9 |
| | 18 | 14.00 | 69 53 | 3,52 | 6 94 | -2,10 | 3.6 | -1 24 | 15,40 | 7.68 | 13.82 | 3772 |
| | -10 | -11 10 | 35 50 | 2 43 | - 0,54 | -3,41 | - | -1,24 | - | - | - | - |
| | -7 | -8.00 | 38.60 | 2,-5 | - | _ | - | - | - | - | _ | _ |
| | , 2 | 1 70 | 48 80 | 2,31 | 7 38 | -2 072 | 2 288 | 0 59 | 11 38 | 3 078 | 7 785 | 650.0 |
| 60/55 | 7 | <u>-</u> ,,0 | 55 20 | 2,00 | 11 82 | -3 71 | 2,200 | 0,55 | 16 33 | 3,075 | 13 / 2 | 782 2 |
| | , 10 | 8 20 | 59.60 | 2,55 | 11 24 | -3.86 | 3,403 | 0,2 | 17 | 3,023 | 14.8 | 872,3 |
| | 18 | 14 00 | 69.00 | 3 52 | 7 18 | -3 21 | 3 75 | -0.94 | 15 49 | 7 47 | 13 82 | 3021 |

| To/Ti | Tae | Тае | Kühlleistung | EER | | | O | ptimierur | ngsvariablen | | | ErrFunc |
|-------|------|-------|--------------|------|-------|--------|--------|-----------|--------------|------------|---------|---------|
| | DB | WB | 100% | 100% | В | С | Е | F | dTlog_evap | dTlog_cond | delta T | RMSE |
| (°C) | (°C) | (kW) | (-) | (%) | (%) | (%) | (%) | (K) | (К) | (К) | (W) | (°C) |
| | 10 | 5,52 | 52,85 | 4,45 | 4,968 | -0,963 | 0,970 | 1,266 | 5,395 | 14,120 | 17,360 | 1142,0 |
| | 15 | 9,64 | 52,44 | 4,20 | 4,571 | -1,083 | 1,390 | 1,204 | 5,955 | 11,640 | 19,990 | 961,0 |
| 5/10 | 25 | 17,82 | 49,43 | 3,53 | 4,488 | -1,203 | 2,230 | 1,016 | 8,915 | 11,080 | 13,940 | 1026,0 |
| | 35 | 26,00 | 46,22 | 2,96 | 4,428 | -1,163 | 2,170 | 0,916 | 9,635 | 11,160 | 12,730 | 1101,0 |
| | 45 | 34,40 | 41,76 | 2,42 | 4,458 | -1,083 | 0,970 | 1,066 | 4,755 | 14,760 | 17,680 | 940,3 |
| | 10 | 5,52 | 56,00 | 4,59 | 4,668 | -0,883 | 0,850 | 1,316 | 5,795 | 13,560 | 16,450 | 1266,0 |
| | 15 | 9,64 | 55,40 | 4,33 | 4,548 | -1,043 | 1,330 | 1,266 | 6,355 | 11,080 | 19,570 | 1009,0 |
| 7/12 | 25 | 17,82 | 53,30 | 3,70 | 4,158 | -1,203 | 1,570 | 1,116 | 10,440 | 12,280 | 19,690 | 1362,0 |
| | 35 | 26,00 | 49,20 | 3,04 | 4,578 | -1,123 | 1,330 | 1,016 | 9,715 | 11,960 | 18,980 | 1189,0 |
| | 45 | 34,40 | 43,10 | 2,45 | 4,938 | -1,283 | 1,210 | 0,966 | 5,635 | 12,040 | 16,310 | 1026,0 |
| | 10 | 5,52 | 61,50 | 4,88 | 3,978 | -0,903 | 0,250 | 1,366 | 7,475 | 14,280 | 18,270 | 1194,0 |
| | 15 | 9,64 | 62,70 | 4,64 | 4,608 | -1,203 | 0,310 | 1,366 | 6,275 | 13,000 | 16,360 | 1360,0 |
| 10/15 | 25 | 17,82 | 57,90 | 3,89 | 4,758 | -1,043 | -0,230 | 1,266 | 5,875 | 14,680 | 19,310 | 1340,0 |
| | 35 | 26,00 | 53,00 | 3,17 | 4,228 | -1,003 | 0,310 | 1,066 | 5,795 | 14,520 | 18,660 | 1010,0 |
| | 45 | 34,40 | 47,00 | 2,58 | 4,458 | -1,283 | 0,430 | 1,016 | 5,875 | 12,840 | 16,840 | 1095,0 |
| | 10 | 5,52 | 67,67 | 5,16 | 4,578 | -1,123 | 0,010 | 1,291 | 7,475 | 13,240 | 19,950 | 1013,0 |
| | 15 | 9,64 | 64,15 | 4,72 | 4,473 | -1,123 | -0,170 | 1,310 | 9,395 | 11,720 | 19,980 | 993,1 |
| 12/17 | 25 | 17,82 | 63,01 | 4,09 | 5,268 | -0,963 | -0,290 | 1,166 | 4,115 | 14,040 | 18,000 | 1660,0 |
| | 35 | 26,00 | 54,92 | 3,25 | 4,413 | -1,193 | 0,025 | 1,116 | 7,995 | 12,600 | 19,980 | 982,9 |
| | 45 | 34,40 | 49,33 | 2,66 | 4,128 | -1,323 | 0,430 | 1,016 | 7,235 | 12,520 | 17,230 | 1169,0 |

Tabelle A10.2: Ergebnisse der Optimierungsstudie zur Kalibrierung des Modells der R290-WP im Kühlbetrieb in IDA ICE.

A11 Verknüpfung von Messdaten in IDA ICE



Abbildung A11.1: Bildschirmaufnahme der Verknüpfung von Messdaten in IDA ICE.

Zur Kalibrierung des Modells M_{data} werden Messdaten verwendet. Diese werden im *prn-Format gespeichert und können damit in IDA ICE eingelesen werden. Über einen Link (*"LinkRef*") werden die Daten an der gewünschten Stelle in IDA ICE hinterlegt und können von dort verknüpft werden. Die Abbildung zeigt die Verknüpfung von Solltemperaturen und Regelsignalen im Lüftungsgerät AHU Gastraum. Dadurch wird die Regelungsstrategie in IDA ICE umgangen, die Komponenten erhalten die Sollwerte direkt aus dem Datensatz.



A12 Makro zur Abbildung interner Lasten in IDA ICE

Abbildung A12.1: Bildschirmaufnahme des Makros zur Regelung der internen Lasten in IDA ICE.

Im Makro erfolgt durch den PI-Regler ein Abgleich zwischen der gemessenen Ablufttemperatur und dem Sollwert aus dem Datensatz. Der PI-Regler generiert daraus ein Regelsignal. Dieses ist mit einem Heizelement in der Zone verknüpft. Im Modell M_{profile} wird der Link zur Verknüpfung des Sollwertes aus den GLT-Daten durch eine Konstante mit einem festen Wert ersetzt.

A13 Ergebnisse der Parameterstudie

Tabelle A13.1: Ergebnisse der Parameterstudie aus dem Variantenvergleich der R32- und R290-WP.

| Variante | T_soll,coldtank (°C) | T_soll,hottank (°C) | Q_AHU,Heating (kWh) | Q_AHU,Cooling (kWh) | Q_AHU,heatrecovery (kWh) | Q_AHU,coldrecovery (kWh) | Q_HotTank (kWh) | AM- MM-el,HeatPumps (kWh) | W_el,Chillers (kWh) | Q_HeatPumps (kWh) | Q_Chillers (kWh) | JAZ_Heizen (-) | JAZ_Kühlen (-) |
|----------|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------|------------------------------|---------------------|-------------------|------------------|----------------|----------------|
| V1 | 14 | 30 | 54058 | 8651 | 147121 | 399 | 27 | 18947 | 2719 | 65621 | 14240 | 3.46 | 5.24 |
| V2 | 12 | 35 | 54124 | 8083 | 147145 | 399 | 17 | 20614 | 2854 | 65659 | 14315 | 3.18 | 5.02 |
| Basis | 10 | 40 | 54125 | 7616 | 147147 | 400 | 13 | 22407 | 3027 | 65760 | 14500 | 2.93 | 4.79 |
| V3 | 7 | 45 | 54126 | 7501 | 147149 | 400 | 9 | 24301 | 3389 | 65877 | 15085 | 2.71 | 4.45 |
| V4 | 5 | 50 | 54126 | 7480 | 147149 | 400 | 0 | 26293 | 3723 | 66011 | 15720 | 2.51 | 4.22 |
| V5 | - | - | 54124 | 7481 | 147150 | 400 | 10 | 21345 | 2766 | 65595 | 14286 | 3.07 | 5.16 |
| | | | | | | | R2 | 90-WP | | | | | |
| V1 | 14 | 30 | 54060 | 8648 | 147122 | 399 | 8 | 17854 | 3219 | 65768 | 14217 | 3.68 | 4.42 |
| V2 | 12 | 35 | 54123 | 8081 | 147145 | 399 | 0 | 19171 | 3307 | 65821 | 14279 | 3.43 | 4.32 |
| Basis | 10 | 40 | 54126 | 7615 | 147147 | 400 | 0 | 20571 | 3434 | 65905 | 14468 | 3.20 | 4.21 |
| V3 | 7 | 45 | 54127 | 7501 | 147150 | 400 | 0 | 22053 | 3720 | 66033 | 15039 | 2.99 | 4.04 |
| V4 | 5 | 50 | 54128 | 7480 | 147149 | 400 | 0 | 23603 | 3998 | 66164 | 15674 | 2.80 | 3.92 |
| V5 | - | - | 54124 | 7481 | 147147 | 400 | 0 | 19723 | 3249 | 65714 | 14266 | 3.33 | 4.39 |

A14 Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsberechnung

| Bezeichnung | Formelzeichen/Formel | Wert | Wert | Einheit |
|---|--|--------------|---------------|---------------------|
| Betrachtungszeitraum | Т | : | 20 | а |
| Annuitätsfaktor | $a = \frac{q-1}{1-q^{-T}}$ | 0,0 | 0641 | _ |
| Aufzinsungsfaktor | q | 1, | 025 | _ |
| Kapitalgebundene Zahlungen | r_{κ} | 1 | ,03 | _ |
| verbrauchsgebundene Zahlungen | r_V | 1 | ,03 | _ |
| betriebsgebundene Zahlungen | r_B | 1 | ,02 | _ |
| Zahlungen für Instandhaltung | r_{IN} | 1 | ,03 | _ |
| Barwertfaktor | b_K | 20 |),44 | _ |
| $\langle r \rangle^T$ | b_V | 20 |),44 | _ |
| $b = \frac{1 - \left(\frac{1}{q}\right)}{1 - \left(\frac{1}{q}\right)}$ | b_B | 18 | 3,63 | _ |
| q-r | b_{IN} | 20 |),44 | _ |
| Preisdynamischer Annuitätsfaktor | $ba_K = b_K \cdot a$ | 1 | ,31 | _ |
| | $ba_V = b_V \cdot a$ | 1 | ,31 | _ |
| | $ba_B = b_B \cdot a$ | 1 | ,20 | - |
| | $ba_{IN} = b_{IN} \cdot a$ | 1 | ,31 | - |
| Nutzungsdauer | T_N | : | 20 | а |
| Faktor für Instandsetzung | f_K | 0 | ,03 | - |
| Faktor für Wartung und Betrieb | f_B | 0 | ,01 | _ |
| Ersatzhäufigkeit | n | 0 | | _ |
| P1: Preis Strom 1 | $Preis_1$ | (|),2 | € kWh ⁻¹ |
| P2: Preis Strom 2 | Preis ₂ | 0 | ,35 | € kWh ⁻¹ |
| P3: Preis Strom 3 | Preis ₃ | (|),5 | € kWh ⁻¹ |
| Wärmepumpe | - | R32-WP Basis | R290-WP Basis | _ |
| Investition | A_0 | 61.976,00 | 153.234,00 | € |
| Annuität der Barwerte | $A_0 \cdot a$ | 3.975,58 | 9.829,52 | € |
| Barwert der Instandhaltungskosten | $f_K \cdot A_0 \cdot b_{IN}$ | 38.010,08 | 93.978,91 | € |
| Annuität der Instandhaltungskosten | $f_K \cdot A_0 \cdot ba_{IN}$ | 2.438,24 | 6.028,48 | € |
| Annuität der kapitalgebundenen Zahlungen | $A_{N,K} = A_0 \cdot a + f_K \cdot A_0$ $\cdot ba_{IN} + f_R \cdot A_0 \cdot ba_R$ | 6.413,82 | 15.858,00 | € |
| Barwert der Betriebskosten | $f_B \cdot A_0 \cdot b_B$ | 11.548,54 | 28.553,46 | € |
| Annuität der Betriebskosten | $f_B \cdot A_0 \cdot ba_B$ | 740,81 | 1.831,62 | € |
| Verbrauch elektrisch | W_{el} | 25.447,00 | 24.005,00 | kWh a⁻¹ |
| P1: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P1} = W_{el} \cdot Preis_1$ | 5.089,40 | 4.801,00 | € |
| P2: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P2} = W_{el} \cdot Preis_2$ | 8.906,45 | 8.401,00 | € |
| P3: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P3} = W_{el} \cdot Preis_3$ | 12.723,50 | 12.002,50 | € |
| P1: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P1} = A_{V1,P1} \cdot ba_V$ | 6.674,18 | 6.295,97 | € |
| P2: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P2} = A_{V1,P2} \cdot ba_V$ | 11.679,81 | 11.017,95 | € |
| P3: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P3} = A_{V1,P3} \cdot ba_V$ | 16.685,45 | 15.739,94 | € |
| P1: Gesamtannuität | $A_{N,P1} = A_{N,K} \cdot A_{N,V,P1}$ | 13.828,80 | 23.985,60 | € |
| P2: Gesamtannuität | $A_{N,P2} = A_{N,K} \cdot A_{N,V,P2}$ | 18.834,44 | 28.707,58 | € |
| P3: Gesamtannuität | $A_{NP2} = A_{NV} \cdot A_{NVP2}$ | 23,840.07 | 33,429.56 | € |

Tabelle A14.1: Wirtschaftlichkeitsberechnung für die Varianten R32-WP Basis und R290-WP Basis.

| Bezeichnung | Formelzeichen/Formel | Wert | Wert | Einheit |
|---|---|----------------|--------------|---------------------|
| Betrachtungszeitraum | Т | | 20 | а |
| Annuitätsfaktor | $a = \frac{q-1}{1-a^{-T}}$ | 0 | ,0641 | _ |
| Aufzinsungsfaktor | q | 1 | ,025 | _ |
| Kapitalgebundene Zahlungen | r_{K} | | 1,03 | _ |
| verbrauchsgebundene Zahlungen | r_V | | 1,03 | _ |
| betriebsgebundene Zahlungen | r_B | | 1,02 | - |
| Zahlungen für Instandhaltung | r_{IN} | | 1,03 | _ |
| Barwertfaktor | b_K | 2 | 20,44 | - |
| $(r)^{T}$ | b_V | 2 | 20,44 | - |
| $b = \frac{1 - (\overline{q})}{\overline{q}}$ | b_B | 1 | 8,63 | - |
| q-r | b_{IN} | 2 | 20,44 | - |
| Preisdynamischer Annuitätsfaktor | $ba_K = b_K \cdot a$ | | 1,31 | - |
| | $ba_V = b_V \cdot a$ | | 1,31 | - |
| | $ba_B = b_B \cdot a$ | | 1,20 | - |
| | $ba_{IN} = b_{IN} \cdot a$ | | 1,31 | - |
| Nutzungsdauer | T_N | | 20 | а |
| Faktor für Instandsetzung | f_K | | 0,03 | - |
| Faktor für Wartung und Betrieb | f_B | | 0,01 | - |
| Ersatzhäufigkeit | n | | 0 | - |
| P1: Preis Strom 1 | $Preis_1$ | | 0,2 | € kWh ⁻¹ |
| P2: Preis Strom 2 | $Preis_2$ | 0,35 | | € kWh ⁻¹ |
| P3: Preis Strom 3 | Preis ₃ | | 0,5 | € kWh ⁻¹ |
| Wärmepumpe | - | R32-WP Opti | R290-WP Opti | - |
| Investition | A_0 | 61.976,00 | 153.234,00 | € |
| Annuität der Barwerte | $A_0 \cdot a$ | 3.975,58 | 9.829,52 | € |
| Barwert der Instandhaltungskosten | $f_K \cdot A_0 \cdot b_{IN}$ | 38.010,08 | 93.978,91 | € |
| Annuität der Instandhaltungskosten | $f_K \cdot A_0 \cdot ba_{IN}$ | 2.438,24 | 6.028,48 | € |
| Annuität der kapitalgebundenen Zahlungen | $A_{N,K} = A_0 \cdot a + f_K \cdot A_0$ $\cdot ba_{IN} + f_B \cdot A_0 \cdot ba_B$ | 6.413,82 | 15.858,00 | € |
| Barwert der Betriebskosten | $f_B \cdot A_0 \cdot b_B$ | 11.548,54 | 28.553,46 | € |
| Annuität der Betriebskosten | $f_B \cdot A_0 \cdot ba_B$ | 740,81 | 1.831,62 | € |
| Verbrauch elektrisch | W_{el} | 21.692,00 | 21080,00 | kWh a⁻¹ |
| P1: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P1} = W_{el} \cdot Preis_1$ | 4.338,40 | 4.216,00 | € |
| P2: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P2} = W_{el} \cdot Preis_2$ | 7.592,20 | 7.378,00 | € |
| P3: verbrauchsgebundene Kosten im 1. Jahr | $A_{V1,P3} = W_{el} \cdot Preis_3$ | 10.846,00 | 10.540,00 | € |
| P1: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P1} = A_{V1,P1} \cdot ba_V$ | 5.689,33 | 5.528,81 | € |
| P2: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P2} = A_{V1,P2} \cdot ba_V$ | 9.956,32 | 9.675,42 | € |
| P3: Annuität der verbrauchsgeb. Kosten | $A_{N,V,P3} = A_{V1,P3} \cdot ba_V$ | 14.223,31 | 13.822,03 | € |
| P1: Gesamtannuität | $A_{N,P1} = A_{N,K} \cdot A_{N,V,P1}$ | 12.843,95 | 23.218,43 | € |
| P2: Gesamtannuität | $A_{N,P2} = A_{N,K} \cdot A_{N,V,P2}$ | 17.110,95 | 27.365,04 | € |
| P3: Gesamtannuität | $A_{N,P3} = A_{N,K} \cdot A_{N,V,P3}$ | 21.377,94 | 31.511,65 | € |

Tabelle A14.2: Wirtschaftlichkeitsberechnung für die Varianten R32-WP Opti und R290-WP Opti.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit wurde bisher weder in gleicher noch in ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Dornbirn, am 10.08.2022

Unterschrift Verfasser