



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Henrik Heede Kindler

Energetischer Vergleich und Bewertung einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für den Einsatz als Gebäudeheizung in einem KfW 40 und KfW 55 Energieeffizienzhaus

Henrik Heede Kindler

**Energetischer Vergleich und Bewertung
einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit
einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für
den Einsatz als Gebäudeheizung in
einem KfW 40 und in einem KfW 55
Energieeffizienzhaus**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Energietechnik
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Dr. Ing. Thomas Flower
Zweitprüfer/in : Prof. Dr. Achim Schmidt

Abgabedatum: 13.06.2024

Zusammenfassung

Henrik Heede Kindler

Thema der Bachelorthesis

Energetischer Vergleich und Bewertung einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für den Einsatz als Gebäudeheizung in einem KfW 40 und in einem KfW 55 Energieeffizienzhaus

Stichworte

Wärmepumpe, Lüftungstechnik, Einfamilienhaus, KfW 40, KfW 55, Wärmebedarf, Strombedarf

Kurzzusammenfassung

In der Energiewende stellt die Umstellung der Gebäudebeheizung auf fossilfreie Energieträger einen maßgeblichen Meilenstein dar. Eine Möglichkeit ist der Einsatz von strombetriebenen Wärmepumpen. In dieser Bachelorarbeit wird die zurzeit gängigste Wärmepumpe für Wohngebäude, die Luft/Wasser-Wärmepumpe, mit einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe energetisch verglichen. Dafür wird die Anwendung in einem KfW 40 und in einem KfW 55 Einfamilienhaus analysiert und anschließend werden die Ergebnisse bewertet.

Henrik Heede Kindler

Title of the paper

Energetic comparison and evaluation of an exhaust air/water heat pump with an outside air/water heat pump for use as building heating in a KfW 40 and in a KfW 55 energy-efficient building

Keywords

Heat pump, ventilation technology, single-family house, KfW 40, KfW 55, heat requirement, electricity requirement

Abstract

Converting the heating of buildings to fossil free energy sources is a key milestone in the energy transition. One possibility is the usage of electricity powered heat pumps. In this bachelor thesis, the air/water heat pump, which is the most common heat pump of residential buildings currently, will be compared to an exhaust air/water heat pump in terms of energetic efficiency. For this purpose, the application in a KfW 40 and KfW 55 single family house will be analyzed and the results will then be evaluated.

Aufgabenstellung



Hochschule für Angewandte
Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Aufgabenstellung

Für die Bachelorthesis

Name: Henrik Heede Kindler

Matrikelnummer: 2584759

Thema:

Energetischer Vergleich und Bewertung einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für den Einsatz als Gebäudeheizung in einem KfW 40 und in einem KfW 55 Energieeffizienzhaus.

Schwerpunkte:

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit soll der Einsatz einer geeigneten Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit dem Einsatz einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe in einem, dem Standard entsprechenden, KfW 40 und in einem KfW 55 Energieeffizienzhaus verglichen werden. Als Grundlage für das KfW 40 und das KfW 55 Energieeffizienzhaus wird ein Durchschnittsgebäude als Referenzgebäude berechnet.

Das Ziel dieser Bachelorarbeit ist es, ein möglichst allgemeingültiges Ergebnis über die Energieeffizienz der Wärmepumpen für diesen Einsatz zu bekommen, dieses Ergebnis zu bewerten und die energieeffizientere Wärmepumpe für diesen Einsatz zu bestimmen. Die Lastgänge werden nach Norm stündlich über das Jahr in einem Excel-Dokument berechnet. Anschließend wird der Einsatz der Heizungssysteme einzeln simuliert.

Am Ende werden die Energieverbräuche beider Systeme aufgeführt, veranschaulicht und kritisch bewertet.

Thomas Flower

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	I
Aufgabenstellung.....	II
Inhaltsverzeichnis.....	III
Abbildungsverzeichnis.....	V
Tabellenverzeichnis	VII
Formelverzeichnis	VIII
Abkürzungen und Formelzeichen	IX
0 Executive summary	1
1 Einleitung	2
1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise	3
2 Referenzgebäude.....	5
2.1 Maße des „Standard-Einfamilienhauses“	5
2.2 Wärmedämmung des Referenzgebäudes	6
2.3 Berechnung des Heiz-Energiebedarfes	7
2.4 Warmwasserbedarf	9
2.5 Lüftungsanlage.....	13
2.5.1 Wärmerückgewinnung.....	13
2.6 Thermische Trägheit und Wärmekapazität der Gebäudehülle	15
2.7 Baustandard KfW 40 und KfW 55.....	17
3 Wetterdaten.....	18
4 Wärmepumpen.....	20
4.1 Funktion einer Wärmepumpe	20
4.2 Kennzahlen	22
4.2.1 Coefficient of Performance	22
4.2.2 Seasonal Coefficient of Performance	22
4.2.3 Jahresarbeitszahl	22
4.2.4 Jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz.....	23
4.3 Wärmequellen	23
5 Abluft/Wasser-Wärmepumpe.....	25
5.1 Systemaufbau	25
5.2 Berechnung der Betriebspunkte	26
5.2.1 Abluftwärmenutzung bei einer Luftwechselrate von 0,4 1/h	26
5.2.2 Abluftwärmenutzung bei möglicher Luftwechselratenerhöhung	31
5.2.3 Abluftwärmenutzung bei zusätzlicher Außenluftbeimischung.....	34
6 Außenluft/Wasser-Wärmepumpe.....	38

7	Aufbau der Simulation	41
8	Ergebnisse und Vergleich.....	44
9	Optimierungsmöglichkeiten	54
9.1	Gebäudeinterne Abwasserwärmenutzung	54
9.2	Abluftwärmenutzung mit Wärmerückgewinnung.....	56
9.3	Pufferspeicher	60
9.4	Ergebnisse und Vergleich.....	61
10	Zusammenfassung und Fazit.....	66
	Ausblick.....	68
	Quellenverzeichnis	69
	Anhang.....	72

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Absatz von Heizungswärmepumpen	3
Abbildung 2: Veranschaulichung der Vorgehensweise in der Bachelorarbeit	4
Abbildung 3: Skizze des "Standard-Einfamilienhauses"	6
Abbildung 4: Gebäude Wärmeverluste und -gewinne	9
Abbildung 5: Anteil des Warmwasserbedarfs verteilt über einen Tag [10]	11
Abbildung 6: Wärmerückgewinnung [31]	14
Abbildung 7: Tageszeitabhängiger Temperaturverlauf des Daches [39]	16
Abbildung 8: Wetterdaten Standort	18
Abbildung 9: Übersicht Temperaturverlauf der Wetterdaten	19
Abbildung 10: Schema eines Wärmepumpenkreislaufes	20
Abbildung 11: Wärmepumpe log(p), h-Diagramm [41]	21
Abbildung 12: Aufbau der NIBE S735 [28]	26
Abbildung 13: Isentroper Verdichterwirkungsgrad (in Anlehnung an [15])	27
Abbildung 14: Mollier-h-x-Diagramm [16]	28
Abbildung 15: Mollier-h-x-Diagramm Beispiel (in Anlehnung an [16])	29
Abbildung 16: Abluft/Wasser-Wärmepumpe log(p), h-Diagramm [30]	30
Abbildung 17: Ventilatorleistung und Luftvolumenstrom [28]	32
Abbildung 18: Übersicht KfW 40 Abluft-Wasser-Wärmepumpe Betriebsarten und COP	36
Abbildung 19: Übersicht KfW 55 Abluft-Wasser-Wärmepumpe Betriebsarten und COP	37
Abbildung 20: Aufbau der Simulation	41
Abbildung 21: Simulation Einschaltreihenfolge	42
Abbildung 22: KfW 40: Nur Abluftwärmenutzung Wärmepumpenleistung über das Jahr	44
Abbildung 23: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizleistung und solare Gewinne über das Jahr	44
Abbildung 24: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizleistung und solare Wärmegewinne im Zeitraum vom 02.03. bis zum 06.03.	44
Abbildung 25: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): solare Wärmegewinne; Wärmeaufnahme und -abgabe vom 22.06. bis zum 28.06.	45
Abbildung 26: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Abgeleitete solare Wärme und Entladeleistung der Wärmekapazität des Gebäudes	45
Abbildung 27: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizbedarf und Heizpatrone Wärmeleistung	45
Abbildung 28: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Wärmeleistungen der Wärmepumpe und des Brauchwasserspeichers für die WW-Bereitung	46
Abbildung 29: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Füllstand des Brauchwasserspeichers vom 26.04. bis zum 05.05.	46
Abbildung 30: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): COP Werte im Jahresverlauf	47
Abbildung 31: Vergleich: Strombedarf der Abluft/Wasser-Wärmepumpen Betriebsweisen	48
Abbildung 32: Vergleich durchschnittlicher COP beim Heizen (KfW 40)	50
Abbildung 33: Vergleich durchschnittlicher COP beim Heizen (KfW 55)	50
Abbildung 34: Gesamter Strombedarf aller Varianten (KfW 40)	51
Abbildung 35: Strombedarf aller Varianten (KfW 55)	51
Abbildung 36: Vergleich jährliche Lüftungswärmeverluste	52
Abbildung 37: KfW 40 - Anteile der Wärmeverluste	53
Abbildung 38: KfW 55 - Anteile der Wärmeverluste	53
Abbildung 39: Aqua-Re-Energie-Trichter von DeTec GmbH [32]	54

Abbildung 40: Trinkwasserverwendung im Haushalt 2021 - Umweltbundesamt [5].....	55
Abbildung 41: Skizze der Abluftwärmenutzung nach WRG der Lüftungsanlage	57
Abbildung 42: Strommengen-Vergleich zur WW-Bereitung mit der gebäudeinternen Brauchwasserwärmenutzung	62
Abbildung 43: KfW 40: Jährlicher Strombedarf Vergleich.....	63
Abbildung 44: KfW 55: Jährlicher Strombedarf Vergleich.....	64
Abbildung 45: Anteile der Stromeinsparung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe durch die Optimierung.....	65

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Referenzgebäude Dämmwerte nach GEG 2024 Anlage 1.....	7
Tabelle 2: Anteile des Warmwasserbedarfs pro Tag.....	12
Tabelle 3: Übersicht der Hilfsdokumente	12
Tabelle 4: Temperaturwirkungsgrad WRG inVENTer Centra 150-D	14
Tabelle 5: Berechnung Wärmerückgewinnungsgrad.....	15
Tabelle 6: Wärmerückgewinnungsgrade der Lüftungsanlage.....	15
Tabelle 7: JAZ bei der Nutzung verschiedener Wärmequellen.....	23
Tabelle 8: Abluft/Wasser-Wärmepumpe Betriebspunkte	31
Tabelle 9: Erhöhte Wärmeverluste und Heizleistung bei einer Luftwechselraten-Erhöhung ..	33
Tabelle 10: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Luftwechselerhöhung im KfW 40 Gebäude	34
Tabelle 11: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Luftwechselerhöhung im KfW 55 Gebäude	34
Tabelle 12: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Außenluftbeimischung im KfW 40 Gebäude	35
Tabelle 13: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Außenluftbeimischung im KfW 55 Gebäude	35
Tabelle 14: Betriebsdaten Vaillant VWL 35/5 AS 230V S2 + VWL 58/5 IS.....	38
Tabelle 15: Betriebsdaten der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe	39
Tabelle 16: Gebäudespezifische Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe	40
Tabelle 17: Durchschnittlicher Betriebspunkt für die Warmwasserbereitung Außenluft/Wasser- Wärmepumpe.....	40
Tabelle 18: Simulationsergebnisse Abluft/Wasser-Wärmepumpe	47
Tabelle 19: Simulationsergebnisse Außenluft/Wasser-Wärmepumpe	49
Tabelle 20: Zapfprofil-Tabelle von Stiebel Eltron	56
Tabelle 21: Berechnung Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit Abluftbeimischung	58
Tabelle 22: Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit Abluftbeimischung	60
Tabelle 23: Simulationsergebnisse Abluftwärmenutzung nach der Wärmerückgewinnung mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe.....	62

Formelverzeichnis

(1) Transmissionswärmeverluste	7
(2) Wärmeverluste durch Wärmebrücken	8
(3) Lüftungswärmeverluste	8
(4) Volumetrische Wärmekapazität	8
(5) Solare Wärmegevinne	8
(6) Benötigte Heizleistung	9
(7) Maximale Personenanzahl.....	10
(8) Angenommene Personenanzahl.....	10
(9) Tägliche Wärmemenge für die Warmwasserbereitung.....	10
(10) Wärmerückgewinnungsgrad	15
(11) Coefficient of Performance	22
(12) Jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz	23
(13) Abluftwärmeleistung	29
(14) Abluftmassenstrom	29
(15) Kältemittel-Enthalpie nach der Verdichtung	30
(16) Kältemittelmassenstrom	30
(17) Heizleistung	30
(18) Elektrische Leistung für den Verdichter	31
(19) Lüftungsanlagen-Druckverluste	32
(20) Heizleistung bei erhöhter Luftwechselrate	33
(21) Coefficient of Performance bei erhöhter Luftwechselrate	33
(22) Verhältnis der Wärmequellenleistung zur elektrischen Leistung	35
(23) Heizleistung bei zusätzlicher Außenluftbeimischung	35
(24) Abgegebene Wärmeleistung	39
(25) Abwasser-Enthalpiedifferenz	56
(26) Energieerhaltung bei der Wärmerückgewinnung	59
(27) Wärmespeicherkapazität	61
(28) Vereinfachte Kostenrechnung	64

Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	m ²
Abluft+	Abluftwärmenutzung mit möglicher Luftwechselratenerhöhung	--
BAFA	Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle	--
BEG	Bundesförderung für effiziente Gebäude	--
BEW	Bundesförderung für effiziente Wärmenetze	--
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	--
COP	Coefficient of Performance	--
EG	Erdgeschoss	--
GEG	Gebäudeenergiegesetz	--
KfW	Kreditanstalt für Wiederaufbau	--
m	Masse	kg
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance	--
T	Temperatur	°C / K
UNFCCC	Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen	--
V	Volumen	m ³
WB	Wärmebrücke	--
WF	Wohnfläche	m ²
WP	Wärmepumpe	--
WRG	Wärmerückgewinnung	--
WW	Warmwasser	--
WÜ	Wärmeübertragung	--
1.OG	Erstes Obergeschoss	--

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
h	Enthalpie	$\frac{kJ}{kg}$
I_{Global}	Globale Bestrahlungsstärke	$\frac{W}{m^2}$
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
n	Luftwechselrate	$\frac{1}{h}$
$n_{P,eq}$	Angenommene Anzahl an Person	--
$n_{P,eq,max}$	Maximale Anzahl an Personen	--
p	Druck	Pa
P_{elec}	Elektrische Verdichterleistung	kW
\dot{Q}	Wärmeübergang	kW
Q_W	Warmwasser Wärmemenge	kWh
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$

\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
w	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔU_{WB}	Wärmebrückenzuschlag	$\frac{W}{m^2 K}$
η_{is}	Isentroper Verdichterwirkungsgrad	%
η_s	Jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz	--
ϑ	Temperatur	°C
Π	Druckverhältnis	--
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$

0 Executive summary

In dieser Arbeit wird eine Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe energetisch verglichen. Der Einsatz findet in zwei, dem Durchschnitt entsprechenden, Einfamilienhäusern des Baustandards KfW 40 und KfW 55 statt. Um die Ergebnisse zu erhalten, werden von handelsüblichen Wärmepumpen die gebäudespezifischen Betriebspunkte berechnet und anschließend die Systeme für den Zeitraum von einem Jahr simuliert. Die Abluft/Wasser-Wärmepumpe erreicht im Vergleich in den meisten Szenarien einen höheren COP. Im KfW 40 Gebäude übersteigt der durchschnittliche COP im Heizbetrieb den durchschnittlichen COP der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe je nach Betriebsart um +0,151 bis +0,384. Im KfW 55 Gebäude fällt der durchschnittliche COP der Abluft/Wasser-Wärmepumpe im Heizbetrieb je nach Betrieb um -0,151 niedriger bis zu +0,279 höher aus. Der COP der Abluft/Wasser-Wärmepumpe ist im Warmwasserbereitungs-Betrieb +0,2 bis +0,51 höher. Trotzdem erreicht die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe in allen Szenarien einen geringeren jährlichen Strombedarf. Ihr Strombedarf beträgt im Verhältnis zum Einsatz der Abluft/Wasser-Wärmepumpe im KfW 40 Gebäude 46% bis 50% und im KfW 55 Gebäude 43% bis 50%. Damit ist die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe trotz des geringeren durchschnittlichen COP das energieeffizientere Heizsystem.

1 Einleitung

Der Klimawandel gilt als eine der größten globalen Herausforderungen des 21. Jahrhunderts. Um die Auswirkungen des Klimawandels auf Umwelt und Gesellschaft zu verlangsamen und abzuschwächen, hat sich die Weltgemeinschaft in den vergangenen Jahren auf verschiedene internationale Abkommen verständigt. So bilden das Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (UNFCCC) von 1992 sowie das Pariser Klimaabkommen (2015) zentrale Pfeiler für die deutsche Klimaschutzpolitik der vergangenen Jahre.

Seit 2021 hält die Bundesregierung Meilensteine für den Weg bis zum Ziel der Klimaneutralität in 2045 im Klimaschutzgesetz fest [36]. Die Wärmeerzeugung, die größtenteils auf fossilen Energieträgern basiert, bildet mit ungefähr 40% der energiebedingten CO₂-Emissionen einen beachtlichen Anteil der bundesweiten Emissionen [17]. Um das Klimaziel 2045 zu erreichen, müssen die Emissionen in diesem Sektor erheblich reduziert werden. Dazu bedarf es einer Wärmewende, die den Übergang zur Wärmeerzeugung durch erneuerbare Energien beschleunigt.

Die Grundlage für eine funktionierende Wärmewende soll in Deutschland, wie auch in skandinavischen Ländern, durch die kommunale Wärmeplanung und den Ausbau von Wärmenetzen gelingen. So soll der kommunale Wärmeplan auch in der zukünftigen Energieplanung und Stadtentwicklung berücksichtigt werden. Für den Ausbau der Wärmenetze werden Investitions- und Betriebskosten durch die Bundesförderung für effiziente Wärmenetze (BEW) gefördert.

Des Weiteren werden energetische Gebäudesanierungen durch die Bundesförderung für effiziente Gebäude (BEG) durch die Bundesregierung gefördert. Mit dem Gebäudeenergiegesetz (GEG) werden ab dem 1. Januar 2024 neu eingebaute Heizungen verboten, die nicht mindestens zu 65% mit erneuerbaren Energien betrieben werden [4]. Weil nicht alle Gebäude in naher Zukunft an ein Fernwärmenetz angeschlossen werden können, werden sich Hauseigentümer vermehrt über nachhaltige Beheizungs-Technologien informieren müssen.

Die strombetriebene Wärmepumpe stellt eine effiziente und nachhaltige Alternative zu den herkömmlichen Heizungsarten dar. Sie wird vom Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) mit bis zu 35% der Kosten gefördert [3]. In den letzten Jahren hat die Wärmepumpe zunehmend an Aufmerksamkeit erlangt. Erkennbar ist dieser Trend unter anderem an dem Absatz, welcher von 2019 bis 2022 um über 270% gestiegen ist [42] (vgl. Abbildung 1).

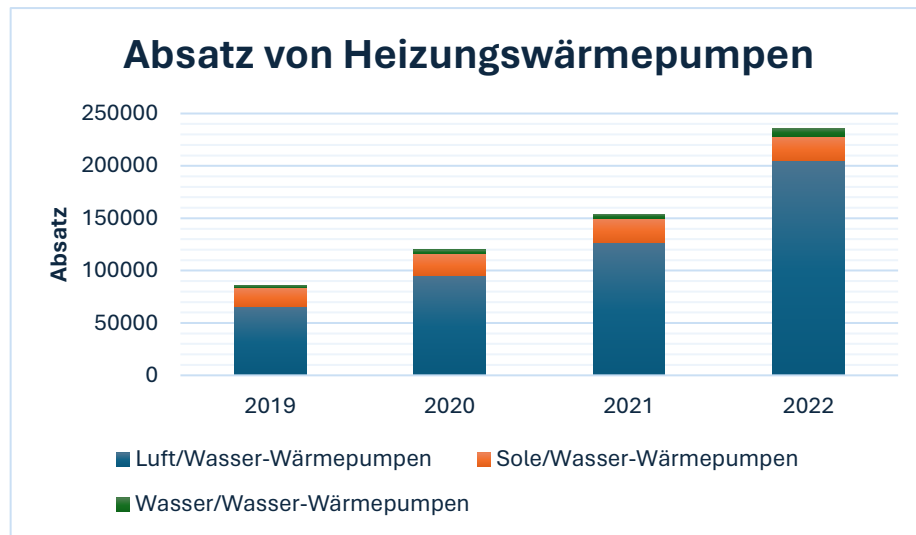


Abbildung 1: Absatz von Heizungswärmepumpen

1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise

Das Ziel dieser Bachelorarbeit ist die Ermittlung der energetisch sinnvolleren Wärmequelle für den Betrieb einer Wärmepumpe in einem KfW 40 und in einem KfW 55 Einfamilienhaus. Die Ergebnisse werden durch den energetischen Vergleich einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe und einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für den gewünschten Einsatz ermittelt.

Um eine Grundlage für die Heizlastberechnung zu schaffen, muss ein Einfamilienhaus entworfen werden. Der Aufbau des Gebäudes beruht auf deutschen Durchschnittswerten, um die allgemeine Gültigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Als Basis für die Norm-Berechnung der Wärmeverluste des Referenzgebäudes werden die Dämmwerte aus der Anlage 1 des GEG 2024 entnommen. Aus diesem Referenzgebäude wird darauffolgend das KfW 40 und das KfW 55 Einfamilienhaus erzeugt.

Anschließend werden die Effizienzen und die Leistungen der Abluft/Wasser-Wärmepumpe und der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für die verschiedenen Betriebsbedingungen berechnet.

Daraufhin wird ein gesamtes Jahr mithilfe der Software TOP-Energy für die verschiedenen Systeme simuliert. Die Arbeit schließt mit der Auswertung, Veranschaulichung und Bewertung der Ergebnisse (vgl. Abbildung 2).

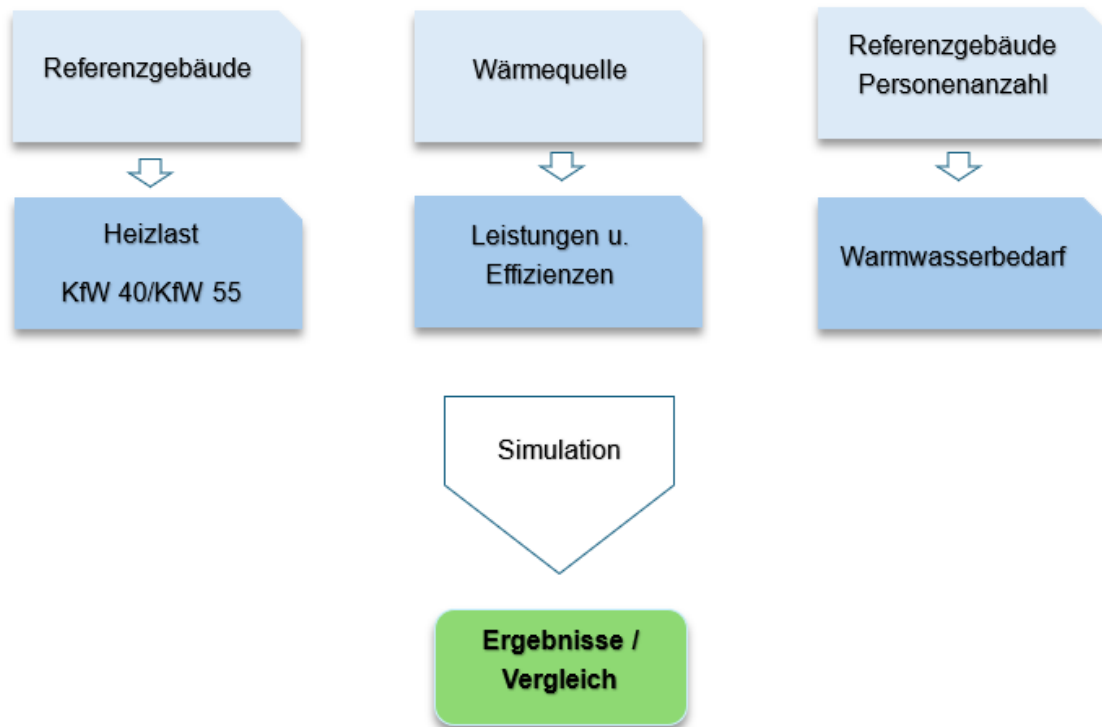


Abbildung 2: Veranschaulichung der Vorgehensweise in der Bachelorarbeit

2 Referenzgebäude

Das Referenzgebäude und seine Heizlast stellen die Grundlage der folgenden Analyse und Simulation dar. Zu Beginn werden die Maße des „Standard-Einfamilienhauses“ bestimmt. Darauf folgend werden die Dämmwerte aus der Anlage 1 des GEG 2024 entnommen. Mithilfe dieser Dämmwerte wird der Energiebedarf zum Heizen mit der DIN V 4108-06:2003-06 „Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs“ berechnet. Danach wird für das Außenluft/Wasser-Wärmepumpen-System eine geeignete Lüftungsanlage ausgewählt. Der Warmwasserbedarf des Haushaltes wird nach der DIN EN 12831-3:2017-09 „Trinkwassererwärmungsanlagen, Heizlast und Bedarfsbestimmung“ berechnet. Für ein realistisches Ergebnis wird zusätzlich die thermische Trägheit des Gebäudes mit der Wärmekapazität der Gebäudehülle abgeschätzt und in die Berechnung miteinbezogen. Zum Schluss wird ein Referenzjahr mit den benötigten Wetterdaten ausgewählt.

2.1 Maße des „Standard-Einfamilienhauses“

Die durchschnittliche Wohnfläche (WF) eines Neubau-Einfamilienhauses beträgt 150 m², wobei über die Hälfte der Gebäude eineinhalbgeschossig sind und ein Satteldach haben. Ungefähr die Hälfte der Gebäude haben keinen ausgebauten Dachboden oder einen Keller [1,43]. Durchschnittlich beträgt die Fensterfläche 15% bezogen auf die Außenwandfläche [26]. Es wird eine gängige Größe für die Haustür von 1,76 m² (88 cm x 200 cm) gewählt [27]. Die Deckenhöhe wird laut der Internetseite „Haus.de“ meistens mit 2,40 Meter angegeben [7]. Satteldächer haben üblicherweise einen Winkel von 38° bis 45°, weswegen im Folgenden der Mittelwert von 42° verwendet wird [23]. Des Weiteren muss bei der Berechnung der Flächen beachtet werden, dass die Bodenfläche bei einer Deckenhöhe zwischen einem und zwei Metern nur zur Hälfte in die Wohnfläche mit einberechnet wird. Die Bodenfläche bei einer Deckenhöhe von weniger als einem Meter wird nicht als Wohnfläche betrachtet [40].

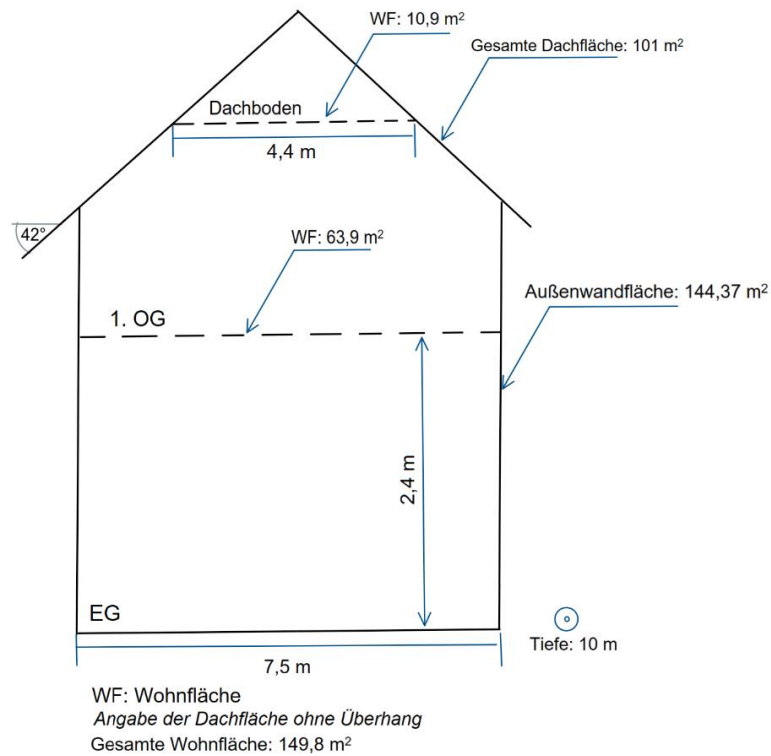


Abbildung 3: Skizze des "Standard-Einfamilienhauses"

Aus den gegebenen Informationen wurden die verschiedenen Flächen für einen Grundriss des Gebäudes von 7,5 m x 10 m berechnet (vgl. Abbildung 3). Für die Berechnung der Fensterflächen wurde zusätzlich zu der Außenwand noch der Schrägdach-Wand-Anteil des 1. OG miteinbezogen. Damit ergibt sich eine Fensterfläche von 26,36 m². Insgesamt beträgt die Wohnfläche 149,80 m² und das zu beheizende Volumen 338,30 m³. Der nicht ausgebaute Dachboden wird nicht beheizt.

2.2 Wärmedämmung des Referenzgebäudes

Die verschiedenen Dämmwerte, wie die Wärmedurchgangskoeffizienten und der Wärmebrückenzuschlag, wurden der Anlage 1 der novellierten Fassung des GEG 2024 entnommen. Die folgende Tabelle zeigt die unterschiedlichen Flächen des „Standard-Einfamilienhauses“ und ihre Dämmwerte.

Tabelle 1: Referenzgebäude Dämmwerte nach GEG 2024 Anlage 1 (in Anlehnung an [8])

Benennung der WÜ-Flächen	Flächengröße [m ²]	Wärmedurchgangskoeffizient U [W/(m ² *K)]
Haustür	1,76	1,8
Fenster	26,36	1,3
Außenwand + Schrägdach 1.OG	149,34	0,28
Restliches Schrägdach	59,20	0,28
Dachbodenwand	8,71	0,28
Bodenplatte	75	0,35

2.3 Berechnung des Heiz-Energiebedarfes

Der Energiebedarf zum Heizen des Gebäudes wird mit der DIN V 4108-06:2003-06 „Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs“ berechnet [9]. Zunächst müssen sämtliche Wärmeverluste und -gewinne ermittelt werden. Die Wärmeverluste bestehen aus Transmissions- und Lüftungswärmeverlusten. Transmissionswärmeverluste sind Wärmeübergänge über die Gebäudehülle und über Wärmebrücken an die Umgebung. Wärmebrücken stellen thermische „Schwachstellen“ dar, an denen eine erhöhte Wärmeübertragung zustande kommt [11]. Sie werden mithilfe eines spezifischen Wärmebrückenzuschlags nach der DIN V 18599-2:2018-09, welcher sich auf die gesamte wärmeübertragende Gebäudehülle bezieht, in die Rechnung integriert [11]. Durch die Anlage 1 des GEG 2024 wird für den spezifischen Wärmebrückenzuschlag ein Wert von $0,05 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ vorgegeben. In dem Referenzgebäude wird eine Raumtemperatur von 20°C angesetzt.

Die Berechnung der Transmissionswärmeverluste lassen sich je nach Wärmeübergangsfläche und zugehörigem Wärmedurchgangskoeffizienten unterteilen, sodass sich in diesem Fall sieben einzelne Rechnungen ergeben, die größtenteils gleich aufgebaut sind.

Die Formel für die Transmissionswärmeverluste $\dot{Q}_{Transmission}$, ohne spezifischem Wärmebrückenzuschlag, lautet wie folgt:

$$\dot{Q}_{Transmission}[kW] = A_{WÜ-Fläche} * U_{WÜ-Fläche} * (T_{innen} - T_{außen}) * \frac{1}{1000} \quad (1)$$

Dabei ist $A_{WÜ-Fläche}$ die wärmeübertragende Fläche, $U_{WÜ-Fläche}$ der Wärmedurchgangskoeffizient der zugehörigen wärmeübertragenden Fläche und für T_{innen} und $T_{außen}$ wird die Außen- bzw. die Innentemperatur angegeben. Der Faktor $\frac{1}{1000}$ wird verwendet, um die Einheit Kilowatt (kW) zu erhalten. Für die Wärmeverluste durch den nicht ausgebauten Dachboden wird ein weiterer Faktor von 0,8 mit in die Rechnung einbezogen, da der Dachboden nicht beheizt wird und mit diesem Faktor die wirkende Temperaturdifferenz zum 1. OG verringert wird. Wärmeverluste über die Bodenplatte werden mit einem Faktor von 0,5 reduziert, da die Bodenplatte direkt an das Erdreich angrenzt und die Temperatur des Erdreiches nicht unbedingt mit der Außentemperatur übereinstimmt. Beide Faktoren wurden aus der Tabelle 3 der DIN V 4108-6 entnommen.

Ein erhöhter Transmissionswärmeverlust durch Wärmebrücken (\dot{Q}_{WB}) wird durch die Formel (2) berücksichtigt.

$$\dot{Q}_{WB}[kW] = A_{ges. \text{ Fläche}} * \Delta U_{WB} * (T_{innen} - T_{außen}) * \frac{1}{1000} \quad (2)$$

Der Wärmebrückenzuschlag ΔU_{WB} wird auf die gesamte Fläche der Gebäudehülle $A_{ges. \text{ Fläche}}$ bezogen und anschließend mit der wirkenden Temperaturdifferenz multipliziert.

Lüftungswärmeverluste sind Wärmeverluste, die durch den Luftwechsel der Innenluft mit der Außenluft entstehen und sind damit abhängig von der Luftwechselrate n . Die Luftwechselrate gibt an, wie oft die gesamte Luft des Raumes bzw. des Gebäudes in einer Stunde ausgetauscht wird. Dabei wird die Innenluft mit der Außenluft ausgetauscht. Der Luftwechsel kann durch manuelles Lüften oder Lüftungsanlage sichergestellt werden und ist für einen hygienischen, gesunden Haushalt notwendig. Zusätzlich kommt ein Luftaustausch über Undichtheiten der Gebäudehülle zustande. In der weiteren Ausarbeitung wird eine Luftwechselrate durch die nicht bedarfsgeführte Lüftungsanlage von $0,4 \frac{1}{h}$ nach der DIN V 18599-6:2018-09 „Energetische Bewertung von Gebäuden“ verwendet [12]. Als Luftwechselrate für das gesamte Gebäude, inklusive der Undichtheit der Gebäudehülle, wird der Wert $0,7 \frac{1}{h}$ aus der „Anlage zum Merkblatt Energieeffizient Bauen“ der KfW entnommen [24]. Dieser Wert wird standardmäßig für die Luftwechselrate angesetzt. Wird eine geringere Luftwechselrate verwendet, ist eine Luftdichtheitsmessung erforderlich. Mit der Formel (3) werden die Lüftungswärmeverluste $\dot{Q}_{Luftwechsel}$ berechnet.

$$\dot{Q}_{Luftwechsel}[kW] = V_{Gebäude} * c_{p,Luft} * \rho_{Luft} * n * (T_{innen} - T_{außen}) * \frac{1}{1000} \quad (3)$$

In dieser Gleichung wird das Volumen des Gebäudes $V_{Gebäude}$ mit der volumetrischen Wärmekapazität der Luft $c_{p,Luft} * \rho_{Luft}$, mit der Luftwechselrate und mit der Temperaturdifferenz multipliziert. Dabei wird für die volumetrische Wärmekapazität der Luft nach DIN V 18599-2:2018-09 angenommen:

$$c_{p,Luft} * \rho_{Luft} = 0,34 \frac{Wh}{m^3 * K} \quad (4)$$

Wärmegewinne lassen sich unterteilen in solare Wärmegewinne und interne Wärmequellen. Die solaren Wärmegewinne \dot{Q}_{Solar} sind nach der DIN 4108 „Solare Wärmegewinne Monatsbilanzverfahren“ von verschiedenen Parametern abhängig, wie der Ausrichtung der Wand- und Fensterflächen. Die Parameter sind nicht zwingend bekannt und für den Zweck der Allgemeingültigkeit des „Standard-Einfamilienhauses“ wird eine empirisch-pauschale Gleichung in Anlehnung an die DIN 4108-6 verwendet [34]. In der Formel (5) wird die verwendete Gleichung aufgeführt.

$$\dot{Q}_{Solar}[kW] = 0,15 * I_{Global} * (0,1 * A_{Wand} + 0,8 * A_{Fenster} + 0,5 * A_{Dach}) * \frac{1}{1000} \quad (5)$$

In dieser Berechnung wird angenommen, dass die globale Bestrahlungsstärke I_{Global} zu 15% auf die Wand-, Fenster- und Dachfläche trifft. Die Außenwandfläche A_{Wand} absorbiert 10% der auftreffenden Bestrahlungsstärke. Die Fensterfläche $A_{Fenster}$ wandelt 80% der auftreffenden Bestrahlungsstärke in Wärmegewinne um, da sie die Bestrahlung nicht nur zum Teil absorbiert, sondern auch transmittiert. Die Dachfläche A_{Dach} absorbiert 50% der Bestrahlungsstärke.

Interne Wärmequellen \dot{Q}_{intern} stellen unter anderem elektrische Verbraucher, sich in dem Gebäude aufhaltende Personen, Heizungsverteilungen und Wärmespeicher dar. Diese internen Wärmequellen geben Wärme an das Gebäude ab und werden als konstanter

Leistungswert bezogen auf die Gebäudefläche mit in die Energiebilanz einbezogen. In der DIN 4018-3 Tabelle 2 wird ein Richtwert von $5 \frac{W}{m^2}$ angegeben [13]. Wird dieser Wert mit der Wohnfläche des Referenzgebäudes multipliziert, erhält man für die internen Wärmequellen eine Wärmegewinnleistung von 0,749 kW.

Die verschiedenen Wärmeverluste und -gewinne müssen zu einem gesamten Wärmebedarf aufsummiert werden. Damit der Wärmebedarf der abgegebenen Heizleistung entspricht bedarf es einer Bilanzierung. Um die Bilanzierung korrekt auszuführen, müssen die Vorzeichen der Bilanzbestandteile festgestellt werden.

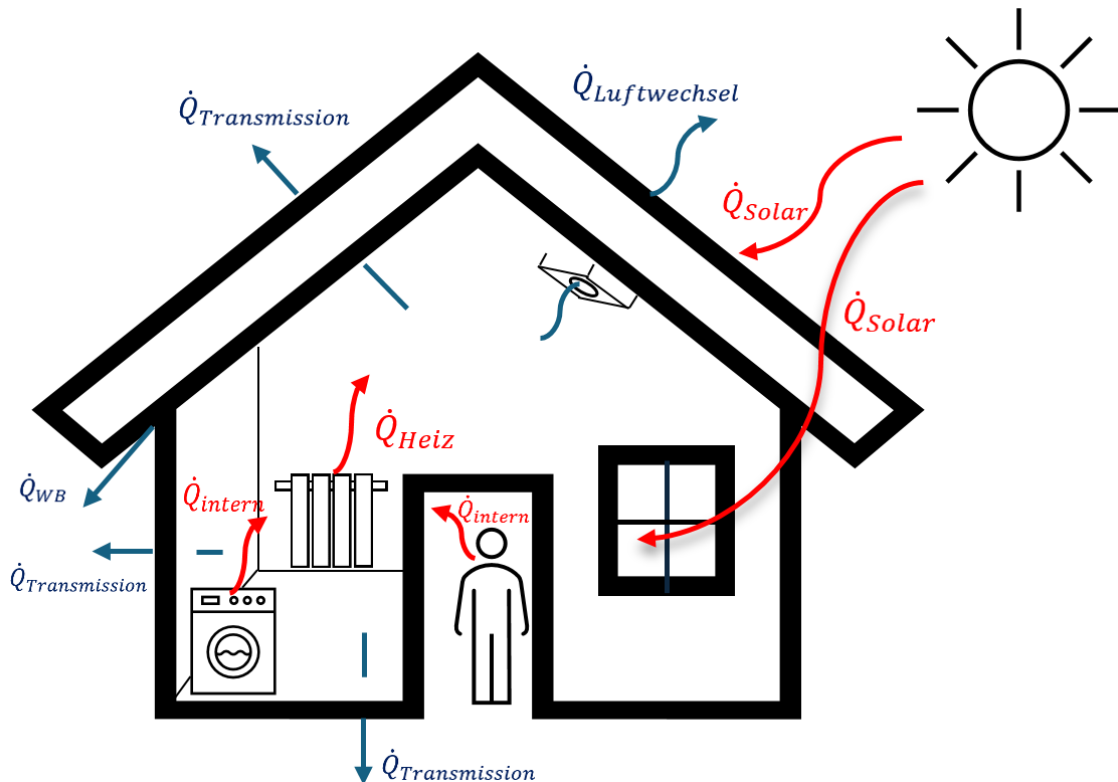


Abbildung 4: Gebäude Wärmeverluste und -gewinne

In der Abbildung 4 wurden Wärmegewinne rot und Wärmeverluste blau dargestellt. Es wird eine Gleichung aufgestellt, die nach der Heizleistung \dot{Q}_{Heiz} aufgelöst ist. Damit man eine positive Heizleistung erhält, werden den Wärmegewinnen negative Vorzeichen und den Wärmeverlusten positive Vorzeichen zugeordnet. Dadurch ergibt sich folgende Gleichung:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{Q}_{Transmission} + \dot{Q}_{WB} + \dot{Q}_{Luftwechsel} - \dot{Q}_{solar} - \dot{Q}_{intern} \quad (6)$$

2.4 Warmwasserbedarf

In einem Haushalt besteht ein gewisser Warmwasserbedarf, welcher u.a. zum Duschen, Händewaschen und Geschirrspülen genutzt wird. Da es sich hier um Trinkwasser handelt, muss aus Schutz vor Legionellen das Warmwasser auf eine Temperatur von mindestens $55^{\circ}C$

erhitzt werden. Schließlich wird es mit dem ca. 10°C warmen Kaltwasser vermischt, sodass sich in dem Mischwasser die gewünschte Temperatur einstellt. Der Energiebedarf zum Erwärmen des Warmwassers wird mit der DIN EN 12831-3:2017-09 „Trinkwassererwärmungsanlagen, Heizlast und Bedarfsbestimmung“ berechnet [10]. Für das Referenzgebäude als Einfamilienhaus mit einer Wohnfläche von 149,8 m² werden täglich 4,822 kWh thermische Energie zur Trinkwassererwärmung Q_W benötigt. Diese Energiemenge wird mit folgenden Gleichungen berechnet.

Zuerst wird die maximale Anzahl an Personen $n_{p,eq,max}$ berechnet, die in dem Einfamilienhaus wohnen.

$$n_{p,eq,max} = 0,025 * A_h \quad (7)$$

Für eine Wohnfläche A_h von mindestens 70 m² wird diese dafür mit 0,025 multipliziert. Aus dem Ergebnis wird nachfolgend die durchschnittliche/angenommene Anzahl an Personen $n_{p,eq}$ berechnet.

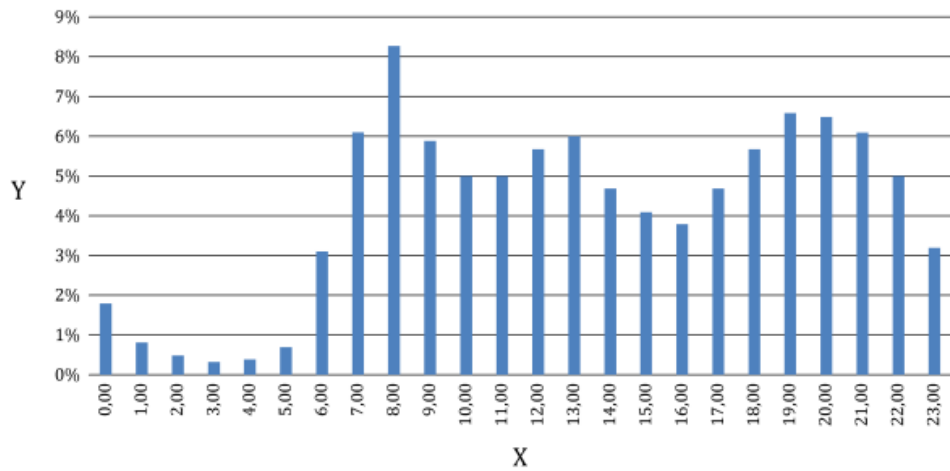
$$n_{p,eq} = 1,75 + 0,3 * (n_{p,eq,max} - 1,75) \quad (8)$$

Die Formel (8) gilt für eine maximale Personenanzahl von mindestens 1,75. In der Tabelle B.5 der DIN EN 12831-3:2017-09 ist für Einfamilienhäuser der Bedarf von 40 bis 70 Liter erwärmtes Trinkwasser je Person und Tag angegeben [10]. Für die Berechnung wird ein Warmwasseraufkommen $V_{W,f;day}$ von 55,1 Liter gewählt

$$Q_W = n_{p,eq} * V_{W,f;day} * \rho_{Wasser} * \frac{c_{p,Wasser}}{3600 \left[\frac{kJ}{kWh} \right]} * (\vartheta_{W,draw} - \vartheta_{W,c}) \quad (9)$$

In der Formel (9) wird die spezifische Wärmekapazität von Wasser $c_{p,Wasser}$ durch 3600 geteilt, um ein Ergebnis mit der Einheit kWh zu erhalten. Für die Temperaturdifferenz wird der durchschnittlichen Zapftemperatur $\vartheta_{W,draw}$ von 42°C die Kaltwasser-Zulauftemperatur $\vartheta_{W,c}$ von 10°C abgezogen.

Darüber hinaus ist für die Ermittlung der passenden Heizlast relevant, wie sich die benötigte Energiemenge über den Tag aufteilt. Dafür wurde die folgende Abbildung aus der Norm entnommen.



Legende

X	Zeit	[h]
Y	relative Menge des Bedarfs an erwärmtem Trinkwasser, das jede Stunde - abgezapft wurde	

Abbildung 5: Anteil des Warmwasserbedarfs verteilt über einen Tag [10]

Die Abbildung zeigt das durchschnittliche Trinkwasser-Nutzungsverhalten in einem Wohngebäude für einen Tag. Dieses Nutzungsverhalten lässt sich auf jeden Tag im Jahr übertragen, da im Normalfall keine saisonalen Schwankungen bestehen. Damit das Nutzungsverhalten und die benötigten thermischen Leistungen zur Warmwassererwärmung besser nachvollzogen werden können, werden die verwendeten relativen Mengen je Stunde aus der Abbildung 5 erneut in Tabelle 2 angegeben.

Tabelle 2: Anteile des Warmwasserbedarfs pro Tag (in Anlehnung an [10])

Uhrzeit	Anteil des tägl. Warmwasserbedarfs	Energiemenge
00:00	1,8%	0,087 kW
01:00	0,8%	0,039 kW
02:00	0,5%	0,024 kW
03:00	0,3%	0,014 kW
04:00	0,4%	0,019 kW
05:00	0,7%	0,034 kW
06:00	3,1%	0,149 kW
07:00	6,1%	0,294 kW
08:00	8,3%	0,400 kW
09:00	5,9%	0,285 kW
10:00	5%	0,241 kW
11:00	5%	0,241 kW
12:00	5,7%	0,275 kW
13:00	6%	0,289 kW
14:00	4,7%	0,227 kW
15:00	4,1%	0,198 kW
16:00	3,8%	0,183 kW
17:00	4,7%	0,227 kW
18:00	5,7%	0,275 kW
19:00	6,6%	0,318 kW
20:00	6,5%	0,313 kW
21:00	6,1%	0,294 kW
22:00	5%	0,241 kW
23:00	5%	0,154 kW
24 Stunden	100%	4,822 kWh

Die rechte Spalte der Tabelle 2 stellt das tägliche Lastprofil zur Warmwasserbereitung dar.

Für eine bessere Übersicht sind in der folgenden Tabelle sämtliche Hilfsdokumente, die eine Grundlage für die Heizlast-Berechnung geschaffen haben, mit ihrem Verwendungszweck aufgelistet.

Tabelle 3: Übersicht der Hilfsdokumente

Verwendetes Hilfsdokument	Verwendung
GEG 2024 Anlage 1	Dämmwerte/U-Werte
DIN V 4108-6:2003-06	Berechnung des Heizenergiebedarfs
Anlage zum Merkblatt Energieeffizient Bauen (KfW)	Standardmäßige Luftwechselrate für die Lüftungswärmeverluste
DIN V 18599-6:2018-09	Luftwechselrate für eine nicht bedarfsgeführte Lüftungsanlage
DIN V 18599-2:2018-09	Berechnung der Wärmeverluste durch Wärmebrücken
DIN 4018-3	Interne Wärmequellen
DIN EN 12831-3:2017-09	Berechnung des Energiebedarfs für erwärmtes Trinkwasser

2.5 Lüftungsanlage

Das Lüften ist für das Wohlbefinden in geschlossenen Räumen zwingend notwendig und wird insbesondere bei luftdichteren Energieeffizienzgebäuden immer wichtiger. Durch den Aufenthalt von Personen wird der Sauerstoffgehalt mit der Zeit geringer und der CO₂-Gehalt erhöht sich. Dies kann zu Müdigkeit, verminderter Leistungsfähigkeit und sogar zu gesundheitlichen Problemen führen. Auch die Luftfeuchtigkeit erhöht sich ohne ausreichende Belüftung durch den im Atem enthaltenden Wasserdampf. Eine erhöhte Luftfeuchtigkeit kann zu Begleiterscheinungen, wie Bauschäden und Schimmelbildung führen, welche wiederum auch der Gesundheit nachhaltig schaden können. Zusätzlich können sich in der Luft durch Ausgasungen von Baumaterialien, Dämmstoffen, Möbeln, Bodenbelegen und Farben Giftstoffe ansammeln [20]. Die DIN 1946-6 verlangt Lüftungskonzepte für Neubauten zum Zwecke der Gesundheit. Dabei wird eine Mindest-Luftwechselrate empfohlen, welche die Bildung einer zu hohen CO₂-Konzentration und Luftfeuchtigkeit vermeidet, sowie entstehende Giftstoffe regelmäßig abführt [14]. Für die Luftwechselrate wird der Richtwert der DIN V 18599-6:2018-09 bei einer nicht bedarfsgeführten Lüftung von $0,4 \frac{1}{h}$ verwendet [11].

2.5.1 Wärmerückgewinnung

Laut dem GEG 2024 müssen neu eingebaute oder erneuerte Lüftungsanlagen in Gebäuden über Einrichtungen verfügen, die eine Wärmerückgewinnung ermöglichen. Durch die Anlage zum Merkblatt „Energieeffizient Bauen“ vom KfW wird für Anlagenkonzepte mit einer Luft-Wasser Wärmepumpe der Einsatz einer zentralen Lüftungsanlage mit einem Wärmerückgewinnungsgrad von mindestens 80% vorgeschrieben [24]. Bei der Wärmerückgewinnung erwärmt die Abluft die Zuluft. Lüftungssysteme saugen die „verbrauchte“ Raumluft an und befördern sie in die Umgebung. Währenddessen wird frische Luft von draußen in das Gebäudes transportiert. Dabei wird die Luft, die in die Umgebung befördert wird, „Abluft“ genannt. Die dem Gebäude neu zugeführte Luft wird „Zuluft“ genannt. Um größere Wärmeverluste aufgrund der Temperaturunterschiede zwischen der Raumluft und der Außenluft zu vermeiden, strömen Abluft und Zuluft durch einen Wärmetauscher [20]. Innerhalb des Wärmetauschers gleichen sich beide Temperaturen an und die Zuluft wird durch die Abluft erwärmt, wodurch die Lüftungswärmeverluste verringert werden. Dieser Prozess soll durch die folgende Abbildung veranschaulicht werden.

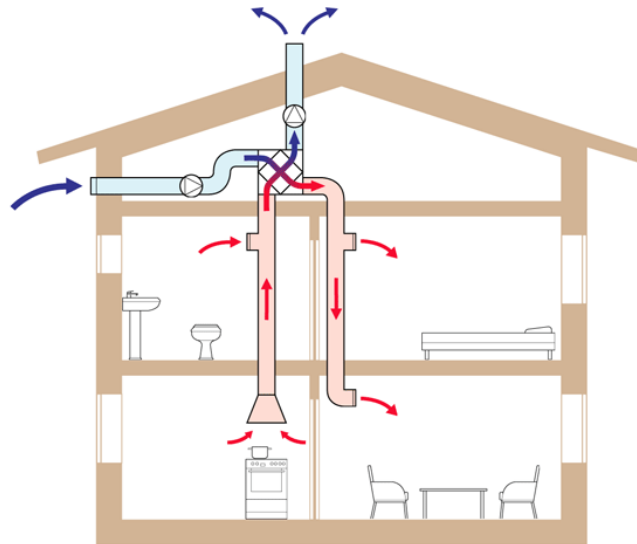


Abbildung 6: Wärmerückgewinnung [31]

Ein Wärmerückgewinnungsgrad von 80% bedeutet, dass der Zuluft 80% der Energiedifferenz zwischen Zuluft bei Außentemperatur und Zuluft bei Raumtemperatur durch die Abluft im Wärmetauscher zugefügt wird. Hierdurch wird die Lüftungswärmeverluste um 80% verringert.

Als geeignete Lüftungsanlage wird die inVENTer Centra 150-D ausgewählt. Die thermische Effizienz der Wärmerückgewinnung dieser Anlage wird mit 82% abhängig von der Temperaturdifferenz angegeben. Der maximale Volumenstrom beträgt $154 \frac{m^3}{h}$ [21]. Bei einer Luftwechselrate von $0,4 \frac{1}{h}$ ergibt sich ein Volumenstrom von $135,32 \frac{m^3}{h}$ im Referenzgebäude und liegt im Leistungsbereich der Lüftungsanlage. Die folgende Tabelle zeigt die vom Hersteller angegebenen Temperaturwirkungsgrade bei einer Raumtemperatur von 22°C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 20%.

Tabelle 4: Temperaturwirkungsgrad WRG inVENTer Centra 150-D (in Anlehnung an [21])

Außen Temperatur [°C]	-23	-15	-10	-5	0
Zulufttemperatur nach WRG [°C]	13,9	15,4	16,3	17,2	18,1

Die Wärmerückgewinnungsgrade in Tabelle 4 des technischen Datenblattes sind bei -10°C Außentemperatur 82% und bei 0°C Außentemperatur 82,5%.

Diese Lüftungsanlage kommt bei dem Heizkonzept mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe zum Einsatz.

Die Berechnung des Wärmerückgewinnungsgrades wird für die Herstellerangaben bei den Außentemperaturen von -10°C, -5°C und 0°C durchgeführt. Wärmerückgewinnungsgrade zwischen den aufgeführten Temperaturen werden linear interpoliert. Folgende Tabelle zeigt die Angaben des Herstellers, sowie die berechneten Werte.

Tabelle 5: Berechnung Wärmerückgewinnungsgrad

Wärmerückgewinnung		
Legende:	Herstellerangaben	Ergebnisse
Außentemperatur		-10 °C
Relative Luftfeuchtigkeit		95%
Außenluft Enthalpie (h_1)		-6,2 kJ/kg
Zuluft Enthalpie bei 22°C ($h_{22^\circ\text{C},\text{Luft}}$)		26,1 kJ/kg
Zulufttemperatur		16,3 °C
Zuluft Enthalpie (h_2)		20,3 kJ/kg
Wärmerückgewinnungsgrad		82,0%

Bei einer Außentemperatur von -10°C wird als Annäherung an die verwendeten Wetterdaten von einer relativen Luftfeuchtigkeit von 95 % ausgegangen. In diesem Zustand hat die feuchte Luft eine Enthalpie von $-6,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Wird die Luft bei gleichbleibender Wasserbeladung auf 22°C erwärmt, besitzt sie eine Enthalpie von $26,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Die Enthalpie-Werte können einem Mollier-h-x-Diagramm entnommen werden. Laut Hersteller wird die Luft von -10°C durch die Wärmerückgewinnung auf $16,3^\circ\text{C}$ erwärmt, in diesem Zustand besitzt die Luft bei gleichbleibender Wasserbeladung eine Enthalpie von $20,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Mit den ermittelten Werten und der Formel (10) wird der Wärmerückgewinnungsgrad berechnet.

$$WRG = \frac{h_2 - h_1}{h_{22^\circ\text{C},\text{Luft}} - h_1} \quad (10)$$

Folgende Tabelle zeigt die Wärmerückgewinnungsgrade der drei genutzten Angaben vom Hersteller.

Tabelle 6: Wärmerückgewinnungsgrade der Lüftungsanlage

Wärmerückgewinnungsgrad		
Außentemperatur	Zulufttemperatur bei 22°C Raumtemperatur	Wärmerückgewinnungsgrad
-10 °C	16,3°C	0,82
-5 °C	17,2°C	0,821
0 °C	18,1°C	0,825

Der Wärmerückgewinnungsgrad bei Temperaturen größer als 0°C wird als konstant 82,5% angenommen.

2.6 Thermische Trägheit und Wärmekapazität der Gebäudehülle

Im Sommer erfährt das Gebäude tagsüber einen meistens negativen Heizbedarf, was bedeutet, dass sich das Gebäude erwärmt. Sobald in der Nacht die Umgebungstemperatur unter die Raumtemperatur fällt, ergibt sich rechnerisch ein Heizbedarf. Außerhalb der

Heizperiode wird die Heizung zur Raumerwärmung meistens jedoch nicht benötigt. Stattdessen würde das, über den Tag erwärmte, Gebäude den Heizbedarf durch seine gespeicherte Wärme decken. Um diesen Effekt mit abzubilden, wird in diesem Kapitel und in der Simulation die thermische Trägheit und die Wärmekapazität der Gebäudehülle behandelt.

Aufgrund der Wärmekapazität der Außenwände, der Wärmedämmung und des Daches kommt es zu Verzögerungen der Transmissionswärmeverlusten. So vergeht etwas Zeit, bis sich die Gebäudehülle an die aktuelle Außentemperatur anpasst. Durch die Wärmekapazität der Gebäudehülle lässt sich diese Wirkung mit der Funktion eines Wärmespeichers vergleichen. Die Außenwände und das Dach erwärmen sich tagsüber durch die solare Bestrahlung und die meist höheren Umgebungstemperaturen. Ein Teil der Wärme wird bis zu späteren, kälteren Stunden gespeichert. Sobald die solare Bestrahlungsstärke nachlässt und/oder die Temperatur sinkt und somit die Heizlast steigt, gibt die Außenwand und das Dach ihre Wärme ab und deckt so einen Teil der Heizlast. Laut der deutschen Bauzeitung hat ein Gebäude mit einer 24 cm dicken Wand mit einer Rohdichte von $1600 \frac{kg}{m^3}$ eine Wärmekapazität von $90 \frac{Wh}{m^2 \cdot K}$ [37]. Bei einer Außenwandfläche, wie bei der vom Referenzgebäude, von $144,37 m^2$ ergibt sich damit eine Wärmekapazität der Außenwandfläche von $12,993 kWh/K$. Da die Wände in den Energieeffizienzgebäuden meist dicker sind als 24 cm, die Wärmedämmung jedoch eine geringere Dichte hat, können die Wände weniger thermische Energie speichern. Obwohl nicht die gesamte Fläche der Außenwand und des Daches durch die Sonne bestrahlt wird, kann sich die Temperatur der Wand/des Daches um mehrere Kelvin erhöhen. Zudem kommt es bei erhöhten Umgebungstemperaturen zu einer Erwärmung der kompletten Gebäudehülle.

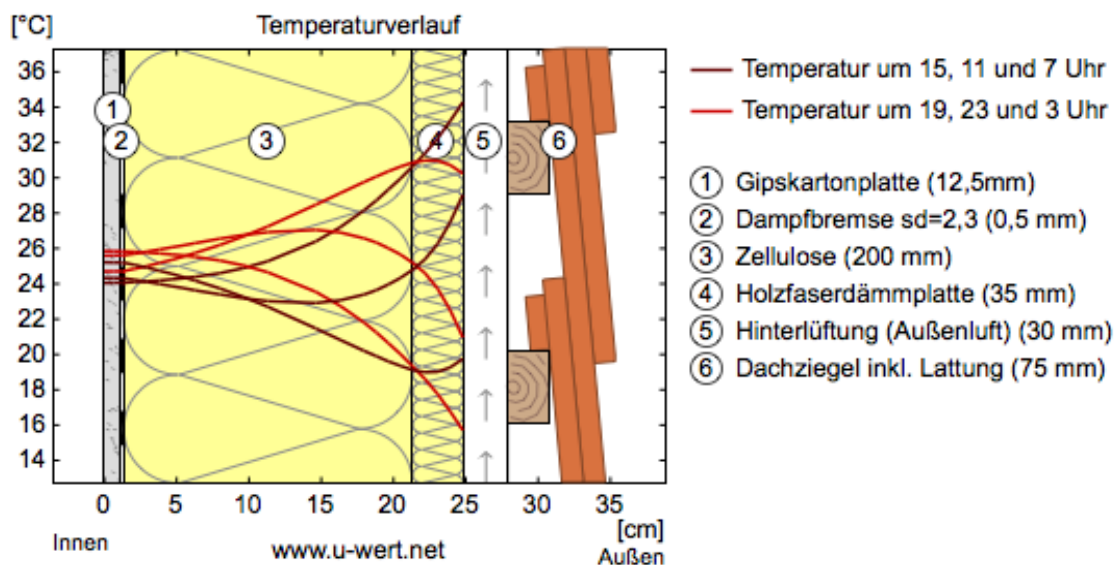


Abbildung 7: Tageszeitabhängiger Temperaturverlauf des Daches [39]

Zu späteren Uhrzeiten wird die meiste Wärme direkt an die Umgebung abgegeben und nur ein geringer Teil der gespeicherten Wärme strömt in das Gebäude. Dieses Verhalten lässt sich vermuten, indem die Temperaturverläufe über die Wanddicke / der Dachdicke in Abbildung 7 betrachtet werden.

In Anlehnung an die Veröffentlichung der deutschen Bauzeitung wird zur Vereinfachung eine Wärmekapazität von $10 kWh$ beim Referenzgebäude angenommen.

Darüber hinaus kann die Wärmekapazität der Innenluft, der Inneneinrichtung und des Bodens ebenfalls einen Einfluss auf den Wärmebedarf und die thermische Trägheit des Gebäudes haben. Da die Wärmekapazität je nach Gebäude jedoch stark variieren kann und sich die Raumtemperatur in dieser Ausarbeitung nicht verändern soll, wird sie vorerst vernachlässigt.

2.7 Baustandard KfW 40 und KfW 55

Der Bau eines Energieeffizienzhauses kann wirtschaftlich durchaus attraktiv sein, da die Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW) Förderungen in Form eines zinsgünstigen Kredites anbietet. Für die Beantragung dieser Förderung bestehen verschiedene Kriterien. Das für diese Arbeit relevante Kriterium ist eine Reduzierung der Transmissionswärmeverluste im Vergleich zum Referenzhaus. Das KfW 55 Gebäude darf laut der Anlage zum „Merkblatt: Energieeffizient Bauen“ höchstens 70% und das KfW 40 Gebäude höchstens 55% der Transmissionswärmeverluste des Referenzgebäudes aufbringen [24].

3 Wetterdaten

Für eine Simulation beider Systeme werden Wetterdaten eines ganzen Jahres benötigt. Diese Wetterdaten wurden aus der Simulationssoftware TOP-Energy entnommen und stammen von dem deutschen Wetterdienst DWD. Als Standort für die Wetterdaten wurde sich für einen zentralen Punkt Hamburgs, in der Nähe der HAW Hamburg, entschieden (vgl. Abbildung 8).

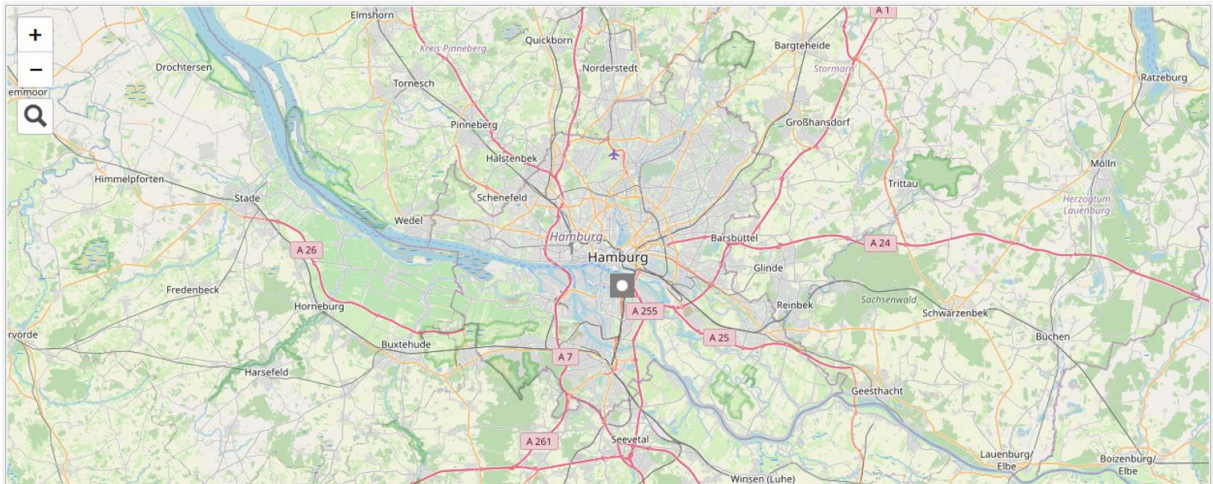


Abbildung 8: Wetterdaten Standort

Durch die Standort-Einstellung werden nur die Wetterdaten nahegelegener Wetterstationen vom DWD mit einbezogen.

Als Bezugsjahr wurde ein „Mittleres Jahr“ aus dem Zeitraum von 1995 bis 2012 eingestellt. Dadurch wird ein Jahr ausgewählt, welches sich den durchschnittlichen Wetterdaten dieses Zeitraumes am meisten annähert. Jedoch bestehen die Wetterdaten deswegen nicht aus Mittelwerten. Stattdessen wird ein bestimmtes Jahr herangezogen, wodurch realistische Schwankungen im Wetter inbegriffen sind. Die folgende Abbildung zeigt die stündlichen Temperaturwerte über das ausgewählte Jahr. Abbildung 9 zeigt eine Zeitachse für das Jahr 2023. Die enthaltenen Wetterdaten stammen jedoch aus einem Jahr des eingestellten Zeitraumes.

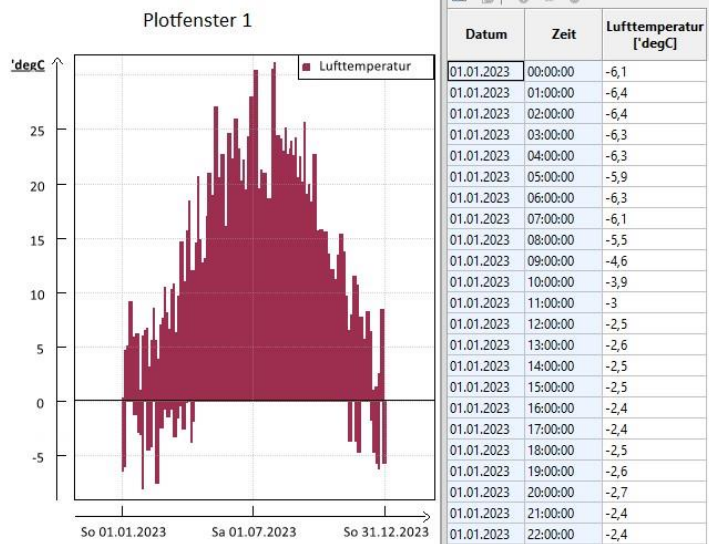


Abbildung 9: Übersicht Temperaturverlauf der Wetterdaten

Passend zu jedem stündlichen Zeitschritt wurden aus den Wetterdaten die Temperatur, die diffuse Bestrahlungsstärke, die direkte Bestrahlungsstärke und die relative Luftfeuchtigkeit entnommen.

4 Wärmepumpen

In den letzten Jahren haben sich Wärmepumpen als klimafreundliche Alternative zu herkömmlichen Heiztechnologien etabliert. Aufgrund ihrer energetischen Effizienz und der staatlichen Subventionen gewinnen sie immer weiter an Bedeutung in der deutschen Wärmeversorgung und stellen ein Schlüsselement für die Wärmewende dar.

4.1 Funktion einer Wärmepumpe

Die Wärmepumpe besteht im Wesentlichen aus einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Kondensator und einem Expansionsventil (vgl. Abbildung 10). Aus der Anordnung und Verbindung der Komponenten entsteht ein thermodynamischer Kreisprozess.

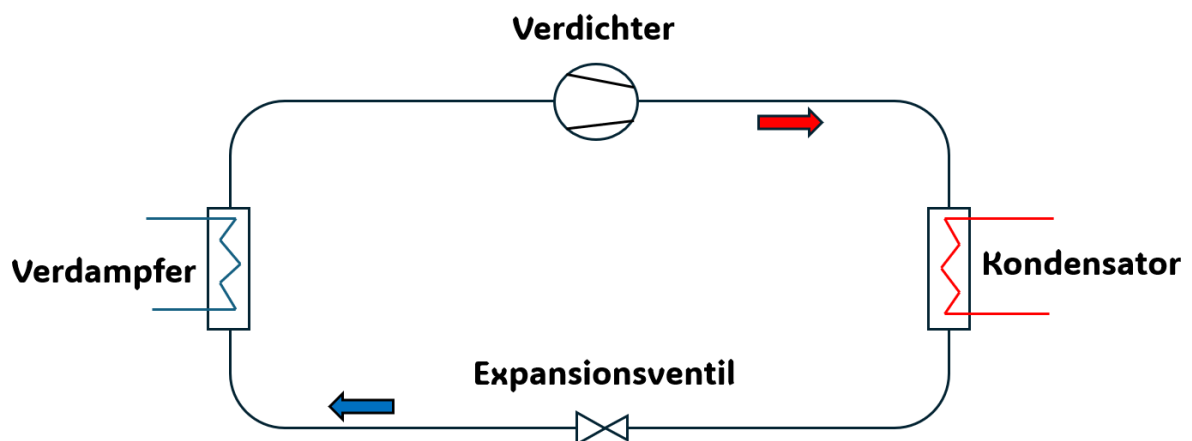


Abbildung 10: Schema eines Wärmepumpenkreislaufes

Das $\log(p)$, h -Diagramm trägt den Druck (p) logarithmisch über die Enthalpie (h) auf. Im Folgenden werden die einzelnen Vorgänge des Wärmepumpenkreislaufes anhand des $\log(p)$, h -Diagrammes dargestellt und im Text benannt und erklärt (vgl. Abbildung 11).

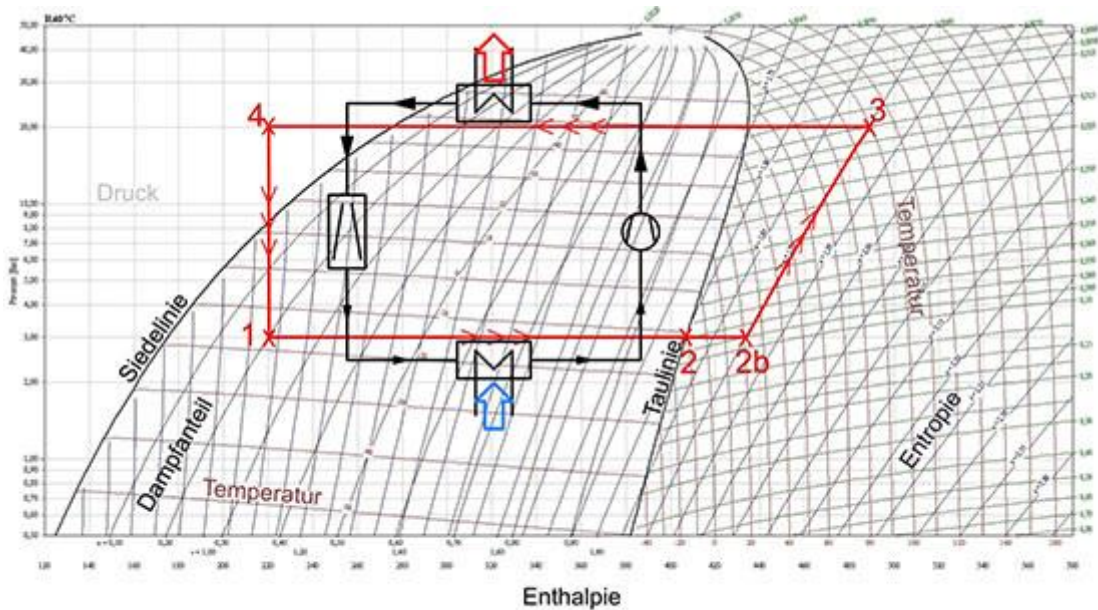


Abbildung 11: Wärmepumpe $\log(p)$, h -Diagramm [41]

1 bis 2: Verdampfung

Das Kältemittel nimmt in dem Verdampfer thermische Energie der Wärmequelle auf, dabei verdampft das Kältemittel isobar. Sobald das Kältemittel die Taulinie im $\log(p)$, h -Diagramm erreicht, ist es komplett verdampft.

2 bis 2b: Überhitzung

Um sicherzustellen, dass kein Kältemittel mehr flüssig ist, wird das Kältemittel nach der Verdampfung noch um einige Kelvin überhitzt. Denn sollte noch siedendes Kältemittel vorhanden sein, könnten Tropfen den Verdichter beschädigen.

2b bis 3: Verdichtung

Nach der Überhitzung wird das Kältemittel durch einen Verdichter auf ein höheres Druckniveau verdichtet. Mit der Druckerhöhung erhöht sich gleichzeitig auch die Temperatur des Kältemittels. Durch die Verdichtung kann reguliert werden, welche Temperatur das Kältemittel annehmen soll.

3 bis 4: Kondensation

In diesem Schritt kondensiert das Kältemittel isobar im Kondensator. Dabei wird Wärme vom Kältemittel an das Heizmedium übertragen. Das Kältemittel wird auch nach dem Erreichen der Siedelinie weiter unterkühlt. Damit wird verhindert, dass sich Entspannungsgas (Flash-Gas) vor dem Expansionsventil bildet.

4 bis 1: Entspannung

Der Druck des Kältemittels wird durch das Expansionsventil isenthalp herabgesetzt. Dadurch verringert sich die Temperatur des Kältemittels. Hinter dem Expansionsventil beginnt der thermodynamische Kreisprozess von vorne (vgl. Abbildung 11).

4.2 Kennzahlen

Um die Effizienz, Wirtschaftlichkeit und Umweltfreundlichkeit einer Wärmepumpe beurteilen zu können, werden verschiedene Kennzahlen genutzt. Im Folgenden werden die Wichtigsten zur Beurteilung der Effizienz einer Wärmepumpe kurz erklärt.

4.2.1 Coefficient of Performance

Der Coefficient of Performance (COP), auch Leistungszahl genannt, gibt den Wirkungsgrad der Wärmepumpe an. Der COP ist hauptsächlich abhängig von der Wärmequellentemperatur, der Vorlauftemperatur und der daraus entstehenden Druckdifferenz, die vom Verdichter erzeugt werden muss. Berechnet wird der COP mit dem Verhältnis aus der Enthalpiedifferenz bei der Wärmeabgabe ($h_3 - h_4$) und der Enthalpiedifferenz bei der Verdichtung ($h_3 - h_{2b}$). In Verwendung der Punkte aus Abbildung 11 ergibt sich die Formel:

$$COP = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{2b}} \quad (11)$$

Durch den Hersteller wird der COP meistens mit einer zugehörigen Bezeichnung des Betriebspunktes angegeben. Ein Beispiel dafür wäre: A7/W35. Der Buchstabe und die Zahl vor dem Schrägstrich stehen für die Wärmequelle, dabei gibt der Buchstabe das verwendete Medium und die Zahl ihre Temperatur an. Die Buchstaben und ihre Bedeutungen sind:

- A: Air (Luft)
- B: Brine (Sole)
- W: Water (Wasser)

Der Buchstabe und die Zahl hinter dem Schrägstrich beziehen sich auf den Vorlauf der Heizung [25]. In dem Beispiel bedeutet dies, dass Wärme bei einer Temperatur von 35°C an das Wasser (W) vom Heizungsvorlauf abgegeben wird.

4.2.2 Seasonal Coefficient of Performance

Der Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) gibt die mittlere Effizienz der Wärmepumpe für vier verschiedene Temperaturen, zusammengesetzt aus jeweils einer Temperatur jeder Jahreszeit, an. Unterscheiden tut sich der SCOP vom COP, indem der COP die Effizienz für einen genauen Betriebspunkt angibt. Zusätzlich bezieht der SCOP auch die Leistung des Heizstabes mit ein.

4.2.3 Jahresarbeitszahl

Die Jahresarbeitszahl (JAZ) gibt das Verhältnis der erzeugten Wärmemenge zu der aufgebrauchten Energie (meistens elektrische Energie) über ein gesamtes Jahr an. Zusätzlich

zu dem Stromverbrauch der Wärmepumpe und des Heizstabes wird zusätzlich der Stromverbrauch der Wärmequellenpumpe bzw. des Ventilators mit einbezogen. Mit der JAZ kann unter realen Betriebsbedingungen die Effizienz und die Wirtschaftlichkeit des Wärmepumpen-Heizsystems bestimmt werden [35].

4.2.4 Jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz

Die jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz (η_s oder ETA) gibt an, wieviel Primärenergie zur Erzeugung einer Kilowattstunde Wärmeenergie benötigt wird. Um diesen Wert zu erhalten, wird der SCOP durch den Primärenergiefaktor, der durchschnittlich in Europa für aus dem Netz bezogenen Strom 2,5 ist, geteilt [38].

$$\eta_s = \frac{SCOP}{2,5} \quad (12)$$

4.3 Wärmequellen

Wärmepumpen gewinnen im Normalfall die meiste Energie aus der Wärmequelle. Dabei wird der Wärmequelle thermische Energie mithilfe eines Wärmeübertragers entzogen. Im log(p), h-Diagramm ist der Anteil der aus der Wärmequelle gewonnenen Energie gut erkennbar (vgl. Abbildung 11). Hier unterscheiden sich die Effizienzen der Wärmepumpen zwischen den verschiedenen Wärmequellen, was meistens an der Wärmequellentemperatur liegt. Die am häufigsten genutzte Wärmequelle ist die Außenluft gefolgt von der Erdwärme, die Grundwasserwärme hingegen wird etwas seltener genutzt. Laut der Internetseite „energie-experten.org“ ergeben sich im Schnitt folgende JAZ bei den drei verschiedenen Wärmequellen:

Tabelle 7: JAZ bei der Nutzung verschiedener Wärmequellen (in Anlehnung an [35])

Wärmequelle	JAZ
Grundwasser	5
Erdwärme	4
Außenluft	3

Die Werte der Tabelle 7 sind grob angegeben und sollen lediglich verdeutlichen, wie sich die Effizienz bei der Nutzung der verschiedenen Wärmequellen unterscheiden. Dabei sind die genannten Wärmequellen nicht die einzigen, die in Kombination mit einer Wärmepumpe genutzt werden.

Eine weitere Wärmequelle ist die Abwasserwärme. Die Temperatur des Abwassers in der Kanalisation beträgt im Jahresverlauf zwischen 10°C und 20°C und bietet damit ein Potenzial für den effektiven Betrieb einer Wärmepumpe [6].

Des Weiteren kann in Gebäuden mit einer eingebauten Lüftungsanlage auch die anfallende Abluft als Wärmequelle genutzt werden. Im nächsten Kapitel wird das Potential der Abluft als Wärmequelle genauer betrachtet.

5 Abluft/Wasser-Wärmepumpe

Eine Abluft/Wasser-Wärmepumpe nutzt die anfallende Abluft als Wärmequelle. Diese Abluft wird zuvor von der Lüftungsanlage angesaugt und durch den Verdampfer der Wärmepumpe ihre Wärme entzogen. Danach wird die Abluft wieder außerhalb des Gebäudes befördert. Die entzogene Wärmeenergie der Abluft und die zugeführte Energie durch den Verdichter wird dem Heizkreislauf zugeführt, wodurch die Räume beheizt und das Trinkwasser erwärmt wird. Bei dieser Art Wärmepumpen ist die Effizienz nicht nur von der Temperatur der Wärmequelle und des Wirkungsgrades des Verdichters abhängig, sondern auch vom Vorkommen der Wärmequelle. Konkret bedeutet dies, dass die Effizienz abhängig davon ist, wieviel Abluft zur Verfügung steht. Wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels verringert, kann der Abluft mehr Energie entzogen werden. Jedoch muss der Verdichter den Druck des Kältemittels stärker erhöhen, damit die erwünschte Vorlauftemperatur erreicht wird, wofür der Verdichter mehr Energie benötigt und sich die Effizienz des Betriebes verschlechtert. Bei einem geringeren Abluftvolumenstrom, bzw. einem erhöhtem Wärmebedarf, muss die Verdampfungstemperatur verringert werden, damit der Wärmebedarf gedeckt werden kann.

Vorteile der Abluft als Wärmequelle sind die konstante hohe Temperatur, die der Raumtemperatur gleicht und ein hoher Wassergehalt der Abluft im Vergleich zur Außenluft. Durch die Abkühlung der warm-feuchten Luft wird zusätzlich die anfallende Kondensationswärme genutzt.

In der weiteren Ausarbeitung dieser Bachelorthesis wird die Abluft/Wasser-Wärmepumpe von NIBE „NIBE S735“ verwendet. Genutzte Informationen werden dem Installationshandbuch und technischen Datenblättern der NIBE S735 entnommen [28]. Die Wärmepumpe kann Abluftvolumenströme von $90 \frac{m^3}{h}$ bis ungefähr $500 \frac{m^3}{h}$ realisieren und ist für das Referenzgebäude mit einem benötigten Abluftvolumenstrom von $135,32 \frac{m^3}{h}$ geeignet.

5.1 Systemaufbau

Die Abbildung 12 zeigt den Aufbau des Wärmepumpen-Heizsystems. Die Pfeile oben in der Abbildung stellen den Abluft-Ein- und -Austritt dar. Unter dem Abluftaustritt befindet sich der Verdampfer, dort wird der Abluft durch das Kältemittel R290 (Propan) ein Teil ihrer Energie entzogen. Das Kältemittel wird mithilfe des Verdichters auf das benötigte Temperaturniveau gebracht und gibt seine gewonnene Wärme im Kondensator an den Heizungsvorlauf ab. Der primäre Heizungsvorlauf wird durch die Heizungsumwälzpumpe befördert und teilt sich durch das Drei-Wege-Mischventil auf. Ein Teil erwärmt den Brauchwasserspeicher und der Rest wird direkt als sekundären Heizungsvorlauf genutzt. Diese Wärmepumpenanlage beinhaltet einen Brauchwasserspeicher mit einem Volumen von 178 Litern, ein Heizwasserspeicher ist nicht vorhanden. Die Rückläufe laufen zusammen durch den Kondensator, wodurch der Kreislauf geschlossen wird.

Zusätzlich ist ein Heizstab mit einer maximalen Leistung von 9 kW mit in das System integriert. Der Heizstab wird verwendet, wenn die Wärmepumpe nicht genügend Wärmeleistung erzeugen kann und ist kein priorisierter Erzeuger für die Wärmeversorgung, sondern soll die Versorgungssicherheit garantieren.

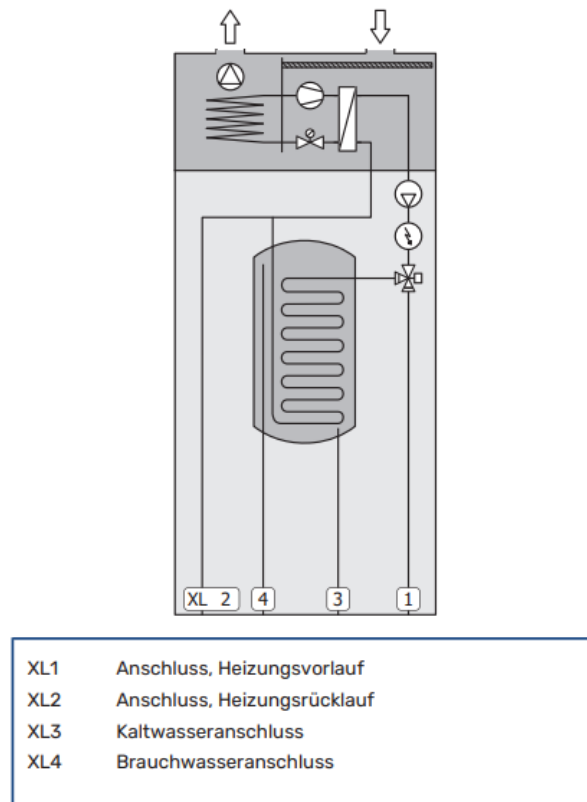


Abbildung 12: Aufbau der NIBE S735 [28]

Für die zusätzliche Außenluftbeimischung gibt es das Zubehör „OEK S20“, sodass mit der Abluft auch die Außenluft als Wärmequelle genutzt werden kann.

5.2 Berechnung der Betriebspunkte

In den technischen Datenblättern von NIBE sind beispielhafte Betriebspunkte mit der Heizleistung und dem COP angegeben [28]. Da sich die Effizienz jedoch je nach Abluftvolumenstrom und Heizleistung ändert, werden verwendbare Betriebspunkte für das betrachtete Gebäude berechnet.

5.2.1 Abluftwärmenutzung bei einer Luftwechselrate von 0,4 1/h

Für alle Berechnung von Betriebspunkten müssen einige Randbedingungen festgelegt werden. Zunächst ist die Temperatur im Kondensator laut „energie-experten.org“ meistens ungefähr 5 K höher als die Vorlauftemperatur des Heizmediums [33]. Die gleiche Temperaturdifferenz wird auch für den Kondensator verwendet, die Ablufttemperatur wird auf $-12,5^{\circ}\text{C}$ abgekühlt, wenn die Verdampfertemperatur $-17,5^{\circ}\text{C}$ ist. Laut mehrerer Quellen sollte im Verdampfer eine Überhitzung von ca. 7 K stattfinden [47,2]. Das Unternehmen „SWEP“, welches sich zur Aufgabe macht Heizungs- und Kühlungssysteme zu optimieren, gibt an, dass

die Unterkühlung am Kondensator etwa 3% der abgegebenen Wärmeenergie betragen sollte [45].

Der Isentrope Wirkungsgrad des Verdichters wird aus einem Diagramm der Bachelorarbeit von Philipp Döbbelin der RWTH Aachen abgelesen [15]. Das genutzte Diagramm zeigt die isentropen Wirkungsgrade (η_{is}) in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Π) für einen Scroll-Verdichter mit dem Kältemittel Propan (R290) (vgl. Abbildung 13).

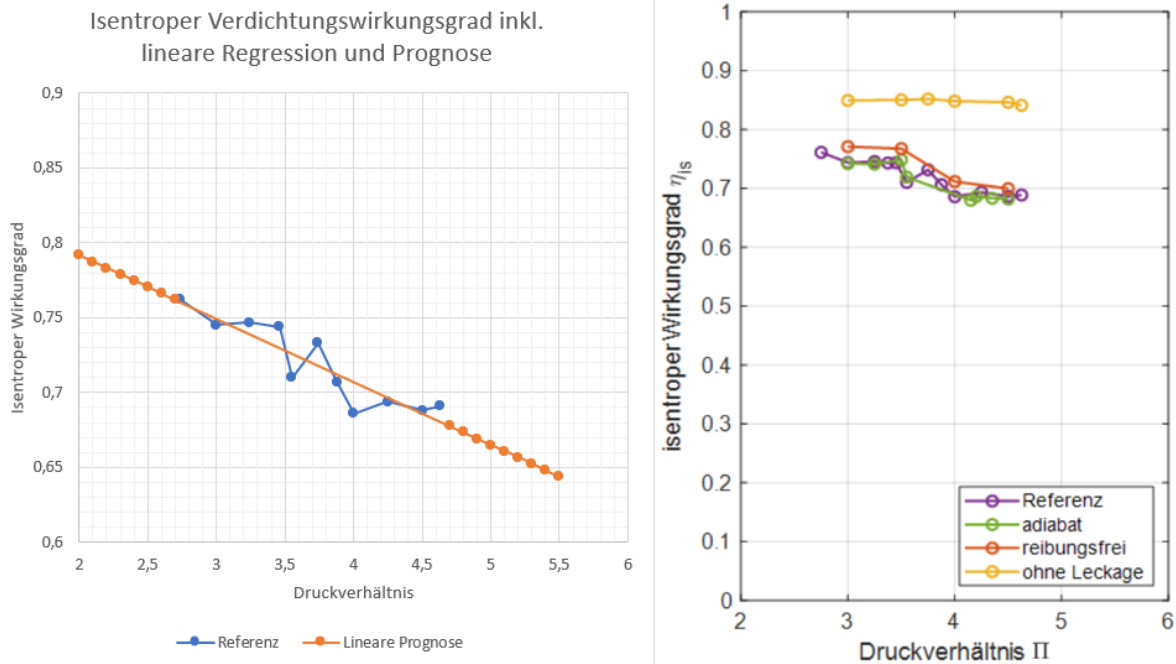


Abbildung 13: Isentroper Verdichtewirkungsgrad (in Anlehnung an [15])

Das rechte Diagramm in der Abbildung 13 zeigt das ursprüngliche Diagramm aus der Bachelorarbeit. Dabei wird die Referenzkurve für folgende Berechnungen genutzt. Auf der linken Seite dieser Abbildung sieht man das Diagramm mit den Werten des Referenzfalls. Damit der isentrope Wirkungsgrad für höhere und niedrigere Druckverhältnisse als die aufgetragenen Druckverhältnisse im ursprünglichen Diagramm bestimmt werden kann, werden die Wirkungsgrade per linearer Regression prognostiziert dargestellt und abgelesen.

Um die Energiemenge zu berechnen, die der Abluft bei der Abkühlung entzogen wird, wird ein Mollier-h-x-Diagramm von „robatherm“ verwendet. Aus diesem Diagramm kann die Enthalpiedifferenz der Abluft aufgrund der Temperatur- und Feuchtigkeitsdifferenz grafisch ermittelt werden.

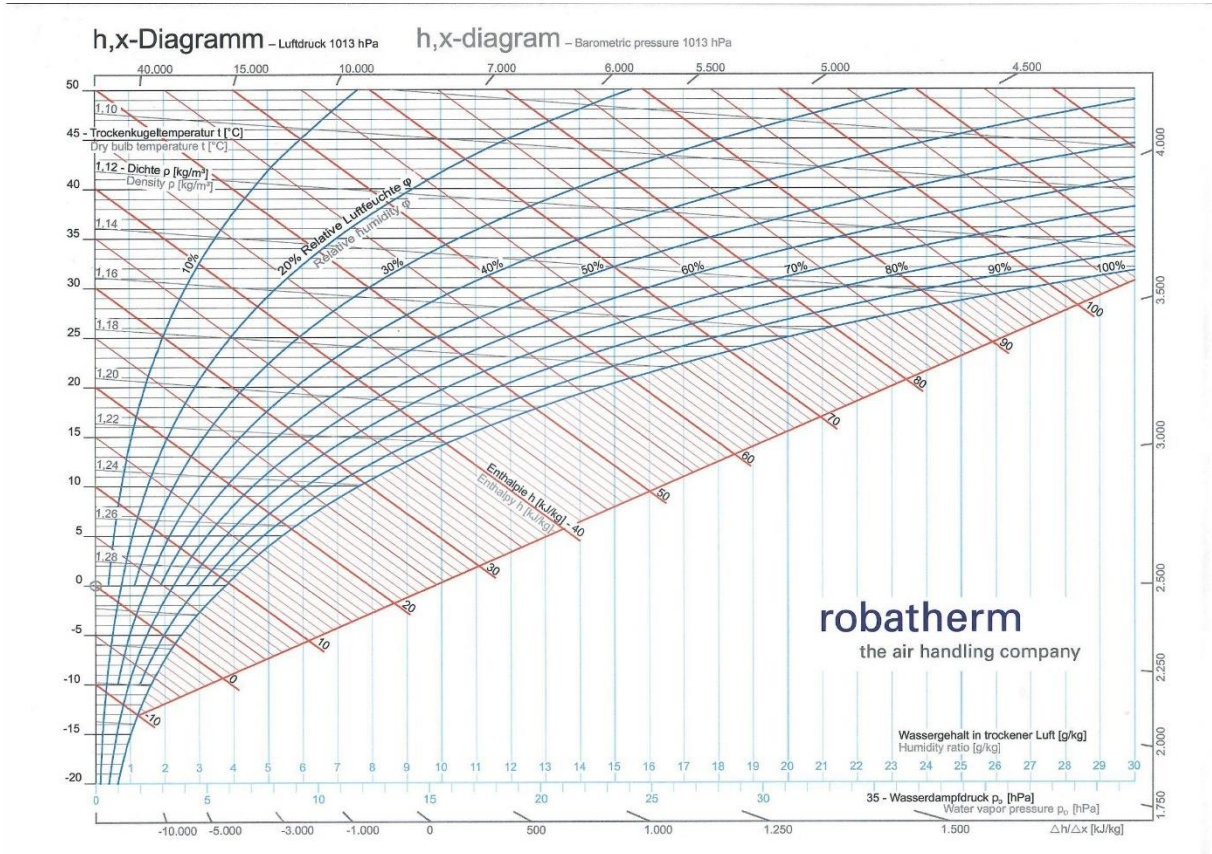


Abbildung 14: Mollier-h-x-Diagramm [16]

Die in diesem Beispiel wichtigen Angaben des Diagrammes sind die Temperatur (linke Y-Achse), die relative Luftfeuchtigkeit (blaue Kurven) und die Enthalpie (rote Geraden).

In der folgenden Abbildung wird für eine bessere Lesbarkeit nur ein Ausschnitt des Diagrammes gezeigt.

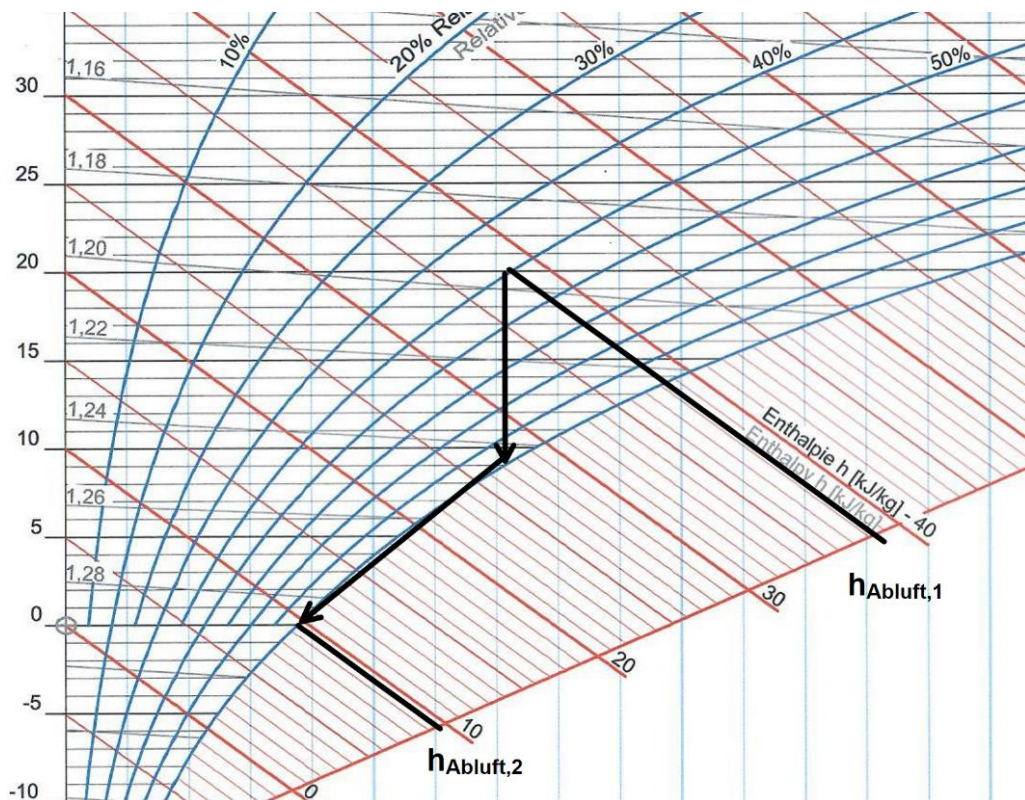


Abbildung 15: Mollier-h-x-Diagramm Beispiel (in Anlehnung an [16])

Hier wird zuerst die Enthalpie der Abluft bei der Raumtemperatur von 20°C und der relativen Luftfeuchtigkeit von 50% abgelesen ($h_{Abluft,1}$) (vgl. Abbildung 15). Danach wird die auf 0°C abgekühlt. Um den dazugehörigen Punkt zu finden, wird dem Pfeil nach unten gefolgt, bis die gewünschte Temperatur oder die relative Luftfeuchtigkeit von 100% erreicht wird. Von da an wird der Kurve der relativen Luftfeuchtigkeit von 100% gefolgt bis die gewünschte Temperatur erreicht wird. Ausgehend von diesem Punkt wird dann die Enthalpie abgelesen ($h_{Abluft,2}$). Anschließend wird die Differenz zwischen den beiden Enthalpien berechnet. Um schließlich aus der Enthalpiedifferenz Δh_{Abluft} die erhöhte Wärmeleistung durch die Abluft $\dot{Q}_{zu,Abluft}$ zu ermitteln, wird die Enthalpiedifferenz aus der Abluft mit dem Massenstrom der Abluft \dot{m}_{Abluft} multipliziert.

$$\dot{Q}_{zu,Abluft} = \Delta h_{Abluft} * \dot{m}_{Abluft} \quad (13)$$

Der Abluftmassenstrom wird mithilfe der Dichte der Luft ρ_{Luft} und des Volumenstromes \dot{V}_{Abluft} berechnet.

$$\dot{m}_{Abluft} = \rho_{Luft} * \dot{V}_{Abluft} \quad (14)$$

Der Volumenstrom ist durch die eingestellte Luftwechselrate vorgegeben.

Der Wärmepumpenkreislauf wird mithilfe eines $\log(p)$, h - Diagrammes berechnet. In dieser Bearbeitung wurde ein $\log(p)$, h -Diagramm von „HVAC-ENG.com“ für das Kältemittel Propan verwendet (vgl. Abbildung 16). In dieser Abbildung bezieht sich die Enthalpie des Kältemittels nach der isentropen Verdichtung $h_{2,s}$ auf die graue gestrichelte Linie.

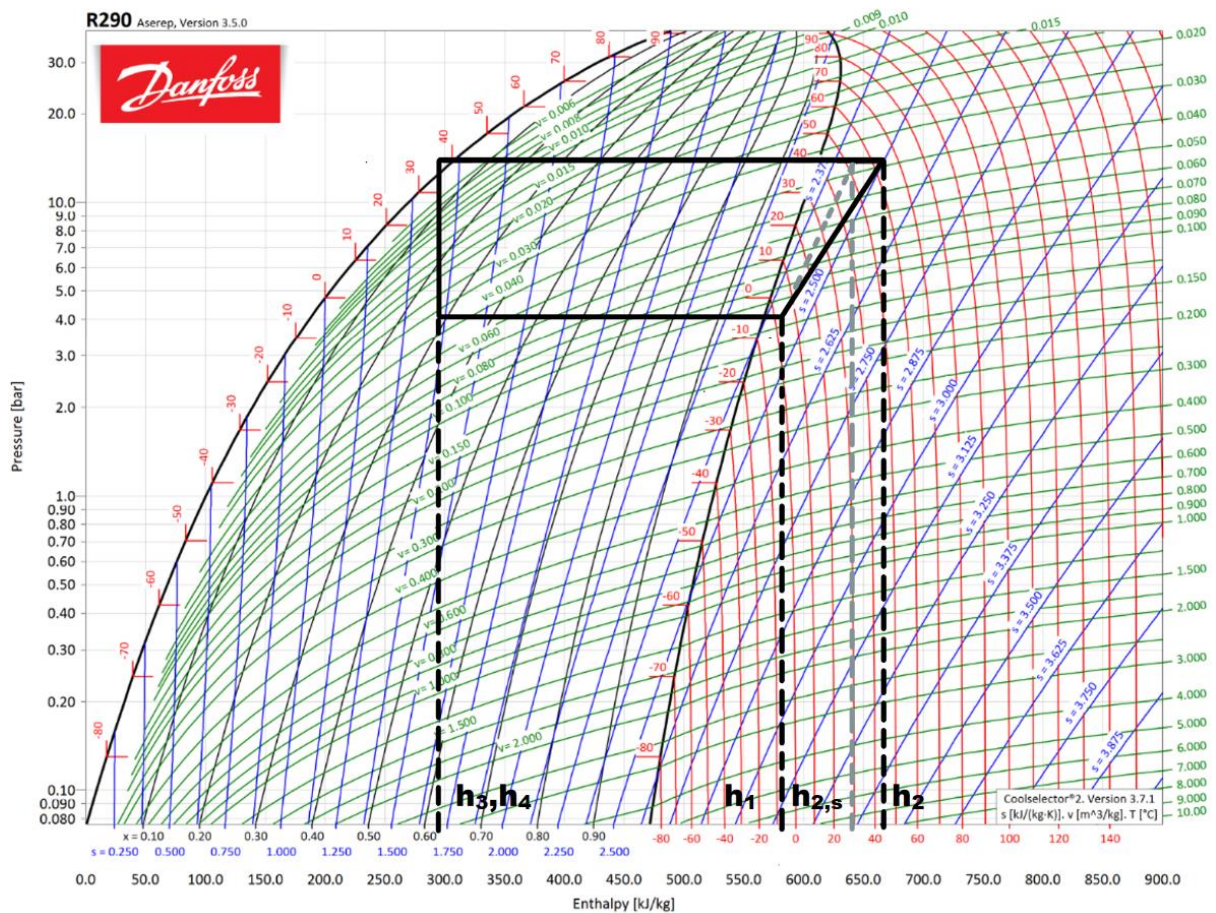


Abbildung 16: Abluft/Wasser-Wärmepumpe log(p), h-Diagramm [30]

Im Kapitel 4.1 „Funktion einer Wärmepumpe“ wurde bereits erklärt, wie ein log(p), h-Diagramm für einen Wärmepumpenkreislauf abgelesen wird. Durch den zuvor ermittelten isentropen Wirkungsgrad des Verdichters wird der Wert der Enthalpie $h_{2,s}$ zur Enthalpie h_2 korrigiert. Die Formel für diese Berechnung lautet:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (15)$$

In der Gleichung wird für h_1 die Enthalpie des Kältemittels nach der Wärmezufuhr eingesetzt. Anschließend kann der COP mittels Formel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** berechnet werden. Um die an den Heizungsvorlauf abgegebene Wärmeleistung zu berechnen, wird der Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{R290} benötigt. Dieser lässt sich durch die Energieerhaltung im Verdampfer berechnen.

$$\dot{m}_{R290} = \frac{\dot{Q}_{zu, Abluft}}{(h_1 - h_4)} \quad (16)$$

Dabei wird für h_4 die Enthalpie des Kältemittels nach der Drosselung durch das Expansionsventil angegeben. Nachdem mit der Formel (16) der Massenstrom des Kältemittels ermittelt wird, lässt sich mit der Formel (17) die Heizleistung \dot{Q}_{ab} berechnen.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{R290} * (h_2 - h_3) \quad (17)$$

Für h_3 wird die Enthalpie des Kältemittels nach der Wärmeabgabe verwendet. Mithilfe der Formel (18) lässt sich die für den Verdichter erforderliche elektrische Leistung P_{el} im Betrieb berechnen.

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{ab}}{COP} \quad (18)$$

Diese Rechnung wird für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt. Dabei variiert die Verdampfer Temperatur, um die Wärmeleistung und den COP anzupassen (vgl. Tabelle 8).

Tabelle 8: Abluft/Wasser-Wärmepumpe Betriebspunkte

Betriebspunkte			
Verdampfer Temperatur	Kondensatortemperatur	Heizleistung	COP
-17,5 °C	40 °C	3,12 kW	3,24
-15 °C	40 °C	2,86 kW	3,33
-10 °C	40 °C	2,32 kW	3,69
-5 °C	40 °C	1,7 kW	4,39
0 °C	40 °C	1,16 kW	4,96
5 °C	40 °C	0,50 kW	5,84

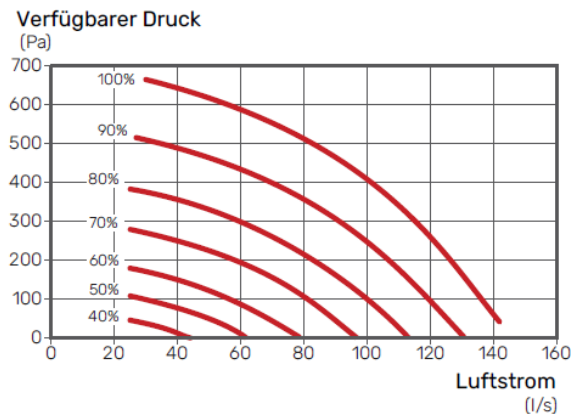
NIBE gibt im Installateurhandbuch der S735 Informationen zu der maximalen Heizleistung von 5,37 kW der Abluft/Wasser-Wärmepumpe an. Der Abluftvolumenstrom beträgt $252 \frac{m^3}{h}$, die Vorlauftemperatur 45°C, die Ablufttemperatur 20°C und der COP 2,55 [28]. Anhand dieser Daten und der zuvor eingeführten Formeln kann die Verdampfer Temperatur und das Druckverhältnis berechnet werden. Für die weitere Berechnung wird angenommen, dass es sich bei dem Betriebspunkt der maximalen Heizleistung auch um das maximale Druckverhältnis handelt. Angewandt auf das Referenzgebäude ergibt sich eine maximale Heizleistung von 3,12 bei einem COP von 3,24.

Die Effizienz der Wärmepumpe bei der Warmwasserbereitung bleibt über das Jahr hinweg nahezu konstant und ist vom Hersteller mit $\eta_s = 1,17$ angegeben [28]. Stellt man die Formel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** nach dem SCOP um, erhält man einen Wert von 2,925. Der SCOP und die Wärmeleistung bei der Warmwasserbereitung sind ebenfalls abhängig von der Luftwechselrate und dem Abluft-Volumenstrom. Nach einer Berechnung anhand der Formeln (15-18) passend zum Referenzgebäude ergibt sich bei einer Wärmeleistung von 1,95 kW ein COP von 2,85. Dieser Betrieb wurde anhand der Kondensatortemperatur von 60°C und dem maximalen Druckverhältnis berechnet.

5.2.2 Abluftwärmenutzung bei möglicher Luftwechselratenerhöhung

Für eine höhere Heizleistung, ohne die Vorlauftemperatur zu erhöhen, kann der Abluftvolumenstrom durch die Luftwechselrate und die Ventilatorleistung erhöht werden. Das Installateurhandbuch von NIBE beinhaltet für die Bestimmung der Ventilatorleistung folgende Diagramme (vgl. Abbildung 17).

Luftvolumenstrom



Ventilatorleistung

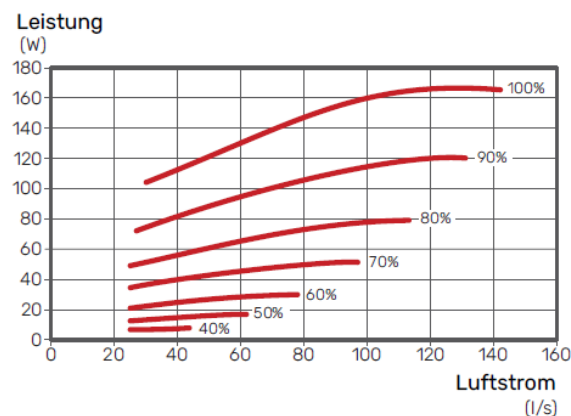


Abbildung 17: Ventilatorleistung und Luftvolumenstrom [28]

Bei einer Luftwechselrate von $0,4 \frac{1}{h}$ ergibt sich ein Volumenstrom von $37,59 \frac{l}{s}$. Da die Druckverluste nicht bekannt sind, wird ein durchschnittlicher Wert für die Leistung der Lüftungsanlage aus der Internetseite „Verbraucherzentrale.de“ verwendet. Diese schreiben von einer Leistung in Einfamilienhäusern von 22,8 W bis 45,7 W [52]. Ein passender Schnittpunkt im Diagramm wäre bei einer Leistungsstufe von 60% und einem verfügbaren Druck von 158 Pa.

Der Formel (19) kann entnommen werden, dass der Druckverluste Δp quadratisch abhängig von der Geschwindigkeit w^2 der Luft ist. Der Zeta-Wert ξ und der Faktor 0,6 sind für die nachfolgende Berechnung unwichtig, da keine Werte berechnet werden, stattdessen wird nur der Einfluss der Geschwindigkeit betrachtet [22].

$$\Delta p = \xi * 0,6 * w^2 \quad (19)$$

Wird der Abluftvolumenstrom auf $190 \frac{m^3}{h}$ erhöht, was einer Luftwechselrate von $0,56 \frac{1}{h}$ entspricht, müsste sich der Druckverlust wegen des quadratischen Zusammenhangs auf 310 Pa erhöhen. Daraus ergibt sich eine Leistungserhöhung um 22 W. Diese zusätzliche Leistung wird vernachlässigt, da die Ventilatorleistung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe auch nicht mit in die Bilanz einbezogen wird. Allerdings entstehen durch eine erhöhte Luftwechselrate höhere Lüftungswärmeverluste. Bei dem KfW 40 Gebäude entstehen zusätzlich im Durchschnitt 482,2 W und in dem KfW 55 Gebäude 457,3 W Lüftungswärmeverluste. Diese Werte wurden aus dem Mittelwert der Temperaturen, bei denen für eine ausreichende

Heizleistung eine Abluftvolumenstromerhöhung notwendig wäre, ermittelt. Die Differenz zwischen den Wärmeverlusten bei dem ursprünglichen Abluftvolumenstrom und dem neuen erhöhten Abluftvolumenstrom ergeben die zusätzlichen Lüftungswärmeverluste (vgl. Tabelle 9).

Tabelle 9: Erhöhte Wärmeverluste und Heizleistung bei einer Luftwechselraten-Erhöhung

Luftwechselrate [1/h]	Mittlere erhöhte Lüftungswärmeverluste (KfW 40) [kW]	Mittlere erhöhte Lüftungswärmeverluste (KfW 55) [kW]	Heizleistung [kW]
0,5	0,301	0,286	3,90
0,56	0,482	0,457	4,37

Durch die schlechtere Wärmedämmung und die höheren Transmissionswärmeverluste hat das KfW 55 Gebäude einen höheren Wärmebedarf. Deswegen benötigt das Gebäude eine Luftwechselraten-Erhöhung bereits bei Temperaturen ab $-3,2\text{ °C}$, um die benötigte Heizleistung nur durch die Abluft/Wasser-Wärmepumpe decken zu können. Das KfW 40 Gebäude benötigt erst ab einer Temperatur von $-5,9\text{ °C}$ eine Luftwechselraten-Erhöhung. In dem KfW 55 Gebäude würde der Fall der Abluftvolumenstromerhöhung bereits bei höheren Temperaturen auftreten als bei dem Gebäude mit der besseren Wärmedämmung, weshalb die durchschnittliche erhöhte Lüftungswärmeverlustleistung des KfW 55 Gebäudes geringer ist.

Wegen des linearen Zusammenhangs wurde für die erhöhte Wärmeabgabe $\dot{Q}_{\text{Heiz,neu}}$ das Verhältnis aus neuem Volumenstrom \dot{V}_{neu} zum alten Volumenstrom \dot{V}_{alt} mit der alten Wärmeabgabeleistung $\dot{Q}_{\text{Heiz,alt}}$ multipliziert (vgl. Formel (20)).

$$\dot{Q}_{\text{Heiz,neu}} = \dot{Q}_{\text{Heiz,alt}} * \frac{\dot{V}_{\text{neu}}}{\dot{V}_{\text{alt}}} \quad (20)$$

Bei einer Luftwechselrate von $0,56\frac{1}{h}$ ergibt sich eine maximale Heizleistung von $4,37\text{ kW}$. Die effektive Heizleistung, von der die erhöhten Wärmeverluste $\dot{Q}_{\text{Luftwechsel,erhöht}}$ abgezogen werden, ergibt bei dem KfW 40 Gebäude $3,89\text{ kW}$ und bei dem KfW 55 Gebäude $3,91\text{ kW}$. Der COP, bzw. die Effizienz, wurde nicht wie in Formel (11) berechnet, da der erhöhte Wärmeverlust mit in die Effizienz einbezogen werden sollte. Die verwendete Formel lautet:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz,neu}} - \dot{Q}_{\text{Luftwechsel,erhöht}}}{P_{\text{el}}} \quad (21)$$

In diesem Beispiel ergibt sich für das KfW 40 Gebäude eine Effizienz von $2,88$ und für das KfW 55 Gebäude eine Effizienz von $2,90$.

In der folgenden Tabelle 10 und Tabelle 11 werden die verschiedenen Heizleistungen und Effizienzen für die Abluft/Wasser-Wärmepumpe bei einer möglichen Erhöhung der Luftwechselrate auf $0,5\frac{1}{h}$ und $0,56\frac{1}{h}$ in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur angegeben. Von den angegebenen Heizleistungen ist der erhöhte Wärmeverlust bereits abgezogen.

Tabelle 10: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Luftwechselerhöhung im KfW 40 Gebäude

Umgebungstemperatur [°C]	Luftwechselrate [1/h]	Heizleistung [kW]	COP / Effizienz [-]
11,5	0,4	0,5	5,84
7,1	0,4	1,16	4,96
3,5	0,4	1,7	4,39
-1	0,4	2,32	3,69
-4,4	0,4	2,86	3,33
-5,9	0,4	3,12	3,24
-9	0,5	3,60	2,99

Tabelle 11: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Luftwechselerhöhung im KfW 55 Gebäude

Umgebungstemperatur [°C]	Luftwechselrate [1/h]	Heizleistung [kW]	COP / Effizienz [-]
12,5	0,4	0,5	5,84
8,8	0,4	1,16	4,96
5,6	0,4	1,7	4,39
1,6	0,4	2,32	3,69
-1,5	0,4	2,86	3,33
-3,2	0,4	3,12	3,24
-6,2	0,5	3,61	3,00
-7,9	0,56	3,91	2,90

Eine weitere Erhöhung der Luftwechselrate von $0,56 \frac{1}{h}$ wird nicht betrachtet, da die vorhandenen Betriebspunkte bereits Auskunft über die Effektivität dieser Betriebsart geben und in der Praxis eine erhöhte Luftwechselrate besonders bei niedrigen Temperaturen den Komfort verschlechtert. Der Hausbewohner würde ein „Ziehen“, bzw. einen kalten Luftzug spüren. Für diese Betriebsart der Abluft/Wasser-Wärmepumpe verändert sich die Leistung und der COP bei der Warmwasserbereitung nicht.

5.2.3 Abluftwärmenutzung bei zusätzlicher Außenluftbeimischung

Eine weitere Möglichkeit, mehr Heizleistung zu erhalten, ist durch die Außenluftbeimischung mit dem Zubehör „OEK S20“. Die zusätzlich erforderliche Ventilatorleistung wird vernachlässigt. Um die Leistungen und Effizienzen zu berechnen, wird zunächst der mögliche Außenluftvolumenstrom ermittelt. Der angenommene Druckverlust bei der Luftwechselrate von $0,4 \frac{1}{h}$ wird wegen der zusätzlichen Außenluftansaugung schätzungsweise um 42 Pa auf 200 Pa erhöht. Aus der Abbildung 17 lässt sich ein verfügbarer Volumenstrom von maximal $129 \frac{l}{s}$ ablesen, nach Abzug des Abluftvolumenstromes bleibt ein Luftstrom von ca. $91 \frac{l}{s}$ für die Außenluft zur Verfügung. Für die Berechnung der zusätzlichen Heizleistung wird wie folgt vorgegangen:

Zunächst wird der Massenstrom anhand der Temperatur der Außenluft, ihrer Dichte und dem Volumenstrom berechnet. Mithilfe des Mollier-h-x-Diagramm kann die Enthalpiedifferenz der

Außenluft mit der Kenntnis der Außenlufttemperatur, der durchschnittlichen relativen Luftfeuchtigkeit bei der bestimmten Temperatur und der Verdampfer- und Kondensatortemperatur abgelesen werden. Wird die Enthalpiedifferenz der Außenluft mit dem Massenstrom der Außenluft multipliziert, erhält man die zusätzliche Wärmequellenleistung durch die Außenluft $\dot{Q}_{zu,Außenluft}$. Die verwendete Formel ist dabei, abgesehen von den Indizes, aufgebaut, wie die Formel (17). Damit der COP je Betriebspunkt konstant bleibt, stehen Wärmequellenleistung und Verdichterleistung bei gleichbleibender Verdampfer- und Kondensatortemperatur im gleichen Verhältnis zueinander (vgl. Formel (22)).

$$\frac{\dot{Q}_{zu,Abluft}}{P_{elec,Abluft}} = \frac{\dot{Q}_{zu,Außenluft}}{P_{elec,Außenluft}} \quad (22)$$

Durch die Verwendung der Formel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** lässt sich zusätzlich zur Verdichterleistung beim Ablufteinsatz $P_{elec,Abluft}$ die elektrische Verdichterleistung beim Außenlufteinsatz $P_{elec,Außenluft}$ berechnen. Mit der Formel (23) wird die neue Heizleistung \dot{Q}_{Heiz} berechnet.

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{Q}_{zu,Abluft} + \dot{Q}_{zu,Außenluft} + P_{elec,Abluft} + P_{elec,Außenluft} \quad (23)$$

Aus dem gleichbleibenden Verhältnis zwischen Wärmequellen- und Verdichterleistung bleibt der COP dabei konstant.

In den folgenden Tabelle 12 und Tabelle 13 werden die Betriebspunkte bei zusätzlicher Außenluftbeimischung abhängig von der Außenlufttemperatur aufgezeigt.

Tabelle 12: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Außenluftbeimischung im KfW 40 Gebäude

Umgebungstemperatur [°C]	Heizleistung [kW]	COP / Effizienz [-]
11	0,64	5,84
6	1,3	4,96
2	2,02	4,39
-3	2,71	3,69
-7,5	3,41	3,33
-9,8	3,72	3,24

Tabelle 13: Temperaturabhängige Betriebspunkte bei Außenluftbeimischung im KfW 55 Gebäude

Umgebungstemperatur [°C]	Heizleistung [kW]	COP / Effizienz [-]
11,5	0,72	5,84
7	1,45	4,96
3	2,10	4,39
-2,5	3,05	3,69
-6,5	3,67	3,33
-8,6	4,01	3,24

Bei der Bestimmung dieser Betriebspunkte wird beachtet, dass die benötigte Heizleistung des Gebäudes und die durch die Wärmepumpe abzugebende Wärmeleistung bei den jeweiligen Temperaturen nahezu den gleichen Wert annehmen.

Wie zuvor wird auch der durchschnittliche Betriebspunkt für die Warmwasserbereitung berechnet. Bei einer Wärmeleistung von 2,29 kW entsteht ein COP von 3,16.

Die folgenden Abbildungen bieten eine Übersicht über die möglichen Betriebsarten der Abluft/Wasser-Wärmepumpe und den COP bei verschiedenen Umgebungstemperaturen. Dabei bezeichnet die Betriebsart „Standard“ den Betrieb, bei dem nur Abluft als Wärmequelle ohne Erhöhung der Luftwechselrate genutzt wird.

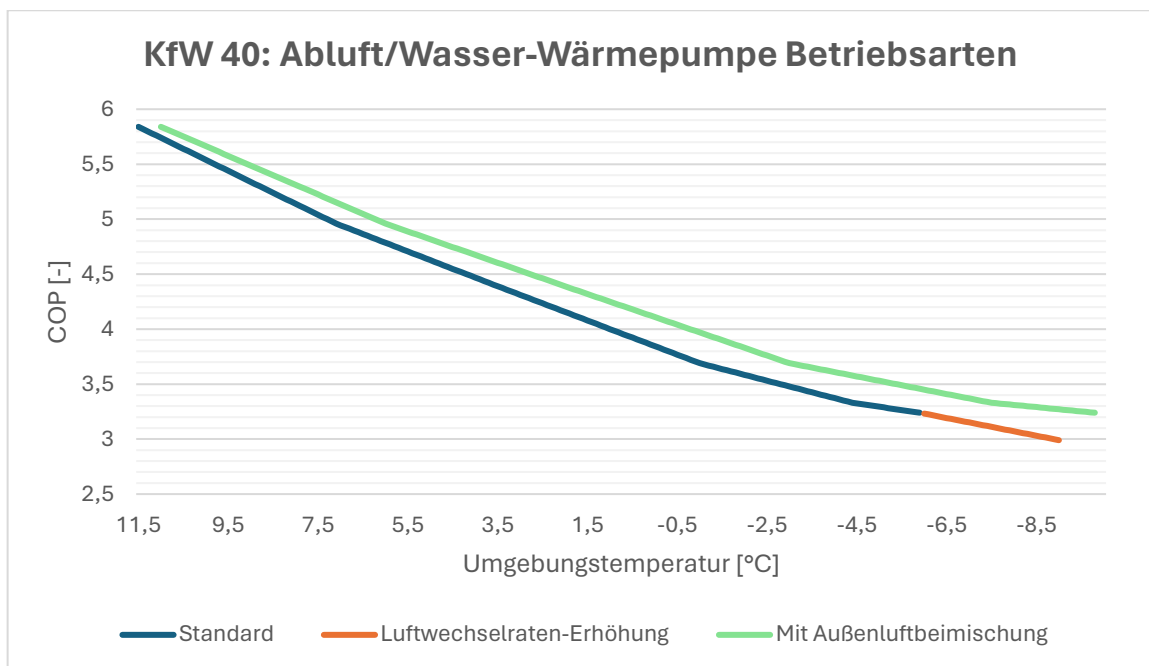


Abbildung 18: Übersicht KfW 40 Abluft-Wasser-Wärmepumpe Betriebsarten und COP

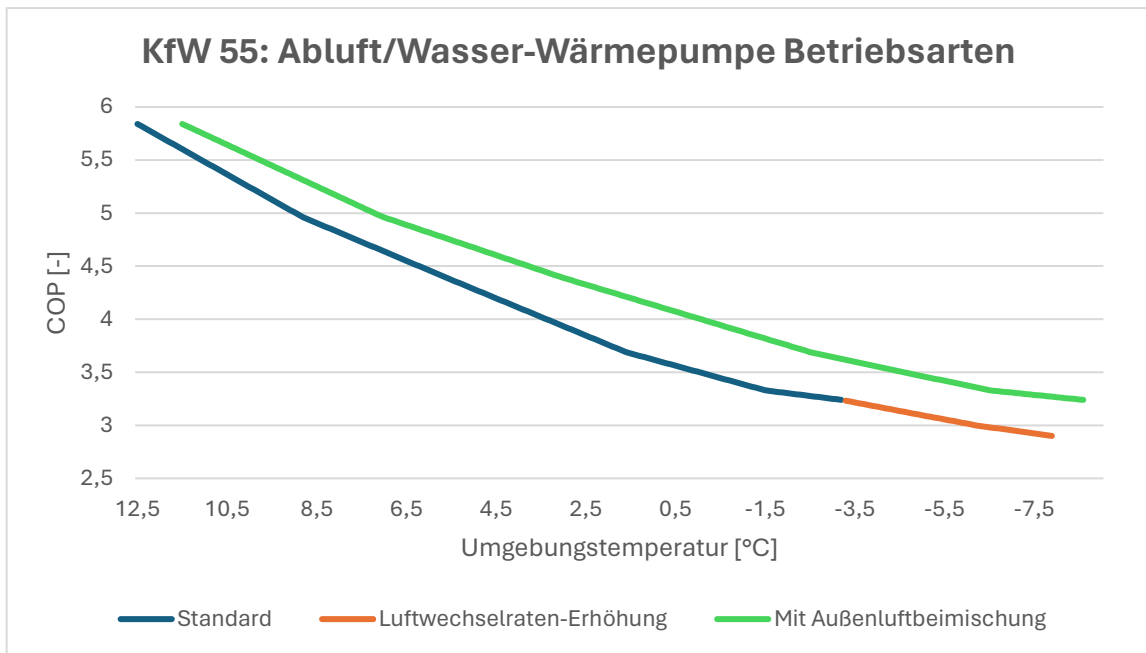


Abbildung 19: Übersicht KfW 55 Abluft-Wasser-Wärmepumpe Betriebsarten und COP

Durch die Abbildungen wird gezeigt, dass der Betrieb mit der Außenluftbeimischung bei jeder Umgebungstemperatur der effizienteste ist. Beim KfW 55 Gebäude ist die Effizienzsteigerung zum „Standard“-Betrieb stärker als beim KfW 40 Gebäude. Das liegt an den Umgebungstemperaturen der jeweiligen Betriebspunkte. Vergleicht man in Tabelle 12 und Tabelle 13 die Umgebungstemperaturen beider Gebäude beim gleichen COP-Wert, stellt man fest, dass die Temperaturen beim KfW 55 Gebäude höher sind. Weil die Verdampfertemperaturen in beiden Fällen identisch sind, wird die Außenluft beim KfW 55 Gebäude um eine höhere Temperaturdifferenz abgekühlt. Daraus ergibt sich eine größere Wärmequellenleistung durch die Außenluftbeimischung.

6 Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

Als geeignete Außenluft/Wasser-Wärmepumpe wird die „Vaillant VWL 35/5 AS 230V S2 + VWL 58/5 IS“ vom Hersteller Vaillant ausgewählt [51]. Dabei handelt es sich um eine Split-Wärmepumpe. Eine Split-Wärmepumpe besteht aus einer Außen- und einer Inneneinheit. Die Außeneinheit beinhaltet die Wärmepumpen-Bestandteile: Ventilator, Verdampfer und Kompressor. Das erwärmte Kältemittel R410A (HFC410A) wird zu der Inneneinheit transportiert, wo es Wärme im Kondensator an den Heizungsvorlauf überträgt. Die Nenn-Heizleistung der ausgewählten Wärmepumpe beträgt 4 kW bei einem Luftvolumenstrom von bis zu $2.300 \frac{m^3}{h}$. Das Heizungssystem beinhaltet einen Warmwasserspeicher mit einem Volumen von 188 Litern [49]. Ein Heizwasserspeicher ist nicht vorgesehen, wird aber vom Hersteller empfohlen. Nach dem Installateurhandbuch ist ursprünglich kein Heizstab verbaut, doch in der Simulation wird ein Heizstab der gleichen maximalen Leistung, wie bei der Abluft/Wasser-Wärmepumpe verwendet [51].

Durch den Hersteller Vaillant wird die jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz (ETA) mit 102% angegeben [51]. Wird dieser Wert in die Formel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** eingesetzt und nach dem SCOP aufgelöst, erhält man einen SCOP von 2,55.

Aus den technischen Datenblättern der Wärmepumpe lassen sich folgende Betriebsdaten für eine Vorlauftemperatur von 35°C entnehmen:

Tabelle 14: Betriebsdaten Vaillant VWL 35/5 AS 230V S2 + VWL 58/5 IS (in Anlehnung an [51])

Vaillant VWL 35/5 AS 230V S2 + VWL 58/5 IS			
Betriebspunkt	Außentemperatur	COP nach EN 14511	Leistung
A-7/W35	-7 °C	3,11	3,56 kW
A2/W35	2 °C	3,75	2,46 kW
A7/W35	7 °C	4,89	3,13 kW
A10/W35	10 °C	5,64	3,05 kW

Die Betriebsdaten der Wärmepumpe im Heiz- und Warmwasserbetrieb wird passend für die Referenzgebäude anhand gegebener Herstellerangaben neu berechnet. Um diese Berechnungen durchführen zu können, müssen zuerst mehr Informationen aus den gegebenen Betriebspunkten und Herstellerangaben gezogen werden. Folgende Tabelle fasst die verwendeten Herstellerangaben (gelb markiert) zusammen und zeigt die daraus berechneten, bzw. bestimmten Werte (hellblau markiert).

Tabelle 15: Betriebsdaten der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

Maximaler Luftvolumenstrom	2300 $\frac{m^3}{h}$
Betriebspunkt	A-7/W35
COP	3,11
Leistung	3,56 kW
Relative Luftfeuchtigkeit	95%
Luftdichte	1,324 $\frac{kg}{m^3}$
Luftmassenstrom	0,846 $\frac{kg}{s}$
Wärmequellen-Leistung	2,42 kW
$\Delta h_{Au\beta enluft}$	2,86 $\frac{kJ}{kg}$
Lufttemperatur hinter dem Verdampfer	-9,1 °C
Verdampfertemperatur	-14,1 °C
Kondensatortemperatur	40 °C
Druckverhältnis	4,875
Verdichterwirkungsgrad	60%

Für diese Berechnungen wurden die gleichen Annahmen wie in Kapitel 5.2 getroffen.

Die relative Luftfeuchtigkeit ist ein statistischer Wert und wurde einer Stunde mit der Temperatur von -7 °C in der Nacht aus den Wetterdaten des betrachteten Jahres entnommen. Die Luftdichte lässt sich anhand der Temperatur, des Umgebungsdruckes und der Luftfeuchtigkeit berechnen. Mit der Formel (14) kann durch das Einsetzen des maximalen Außenluftvolumenstroms und der Luftdichte der Massenstrom der angesaugten Luft berechnet werden.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{zu} + P_{el} \quad (24)$$

Nach Umstellung der Formeln (18) und (24) kann die zugeführte Wärmequellenleistung \dot{Q}_{zu} bestimmt werden. Danach kann durch Umstellung der Formel (13) die benötigte Enthalpie-Differenz und aus dem Mollier-h-x-Diagramm die Lufttemperatur hinter dem Verdampfer ermittelt werden. Aufgrund der Annahme einer Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Wärmequelle im Wärmeübertrager von 5 K wird aus der Lufttemperatur hinter dem Verdampfer die Verdampfertemperatur des Kältemittels abgeleitet. Die Kondensatortemperatur ist durch die eben erwähnte Temperaturdifferenz und der verwendeten Vorlauftemperatur von 35°C vorgegeben. Mithilfe einer Dampfdrucktabelle des Kältemittels R410A lässt sich aus der Kondensator- und Verdampfertemperatur das Druckverhältnis bestimmen [46]. Der Verdichterwirkungsgrad wird iterativ anhand des log(p), h-Diagramms und der Formel (15) abgelesen und ermittelt, sodass der entnommene Wert für den COP gleichbleibt.

Diese Rechnung wird für alle vom Hersteller angegebenen Betriebspunkte durchgeführt, sodass neue Betriebspunkte, passend zu beiden Referenzgebäuden, bestimmt werden können. Bei den neuen Betriebspunkten wird immer vom maximalen Luftvolumenstrom ausgegangen, da die Ventilatorleistung nicht in die Energiebilanz einbezogen wird.

Tabelle 16: Gebäudespezifische Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

KfW 40: Neue Gebäudespezifische Betriebspunkte		
Betriebspunkt	COP	Leistung
A-7,9/W35	3,11	1,88 kW
A0,6/W35	3,75	0,78 kW
A4,4/W35	4,89	0,51 kW
A7,3/W35	5,64	0,29 kW

KfW 55: Neue Gebäudespezifische Betriebspunkte		
Betriebspunkt	COP	Leistung
A-7,6/W35	3,11	2,37 kW
A1,0/W35	3,75	1,34 kW
A4,7/W35	4,89	0,81 kW
A7,5/W35	5,64	0,49 kW

Die gleiche Berechnung für die in Tabelle 16 angegebenen Betriebspunkte wurde für die Warmwasserbereitung mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe durchgeführt. Mit den Unterschieden, dass die Kondensatortemperatur bei der Warmwasserbereitung 60°C beträgt und der Ventilator bei Teillast betrieben wird. Dadurch ergibt sich ein Luftvolumenstrom von 30% des maximalen Luftvolumenstroms. Der COP kann sich verbessern, wenn die Ventilatorleistung und die Verdampfungstemperatur erhöht werden. Da eine Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung normalerweise nicht ganzjährig mit einer Ventilatorleistung von 100% betrieben wird, kann durch die Teillast eine verstärkte Lärmbelästigung und ein erhöhter Verschleiß verhindert werden. Der durchschnittliche Betriebspunkt für die Warmwasserbereitung soll, wie auch alle anderen errechneten Betriebspunkte, eine Annäherung an einen möglichen und üblichen Betrieb sein. Doch die Berechnungen der gebäudespezifischen Betriebspunkte sollen auch zeigen, dass der Betrieb je nach Anwendungsfall, in der Realität unterschiedlich ausfallen kann. Des Weiteren werden für die Berechnung des durchschnittlichen Betriebspunktes der Warmwasserbereitung die statistischen Werte für die mittlere Außenlufttemperatur (9,4°C) und die mittlere relative Luftfeuchtigkeit (82%) genutzt, weil sich der Warmwasserbedarf laut der verwendeten Norm nicht in den verschiedenen Monaten verändert. Des Weiteren wird für die Warmwasserbereitung ein Ventilator-Volumenstrom von 30% des maximalen Volumenstromes angenommen, um eine Entlastung des Ventilators, wie er in der Praxis üblich wäre, darzustellen.

Tabelle 17: Durchschnittlicher Betriebspunkt für die Warmwasserbereitung Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

Warmwasserbereitung		
Kondensatortemperatur	COP	Wärmeleistung
60 °C	2,65	2,30 kW

7 Aufbau der Simulation

In dem Simulationstool TOP-Energy wird der Energiefluss simuliert. Der Energiefluss erfolgt über die Verbindungen zwischen den verschiedenen Komponenten, dabei sind der Wärmefluss in Blau, der elektrische Strom in Rot und die Energie der solaren Wärmegewinne in Gelb dargestellt (vgl. Abbildung 20).

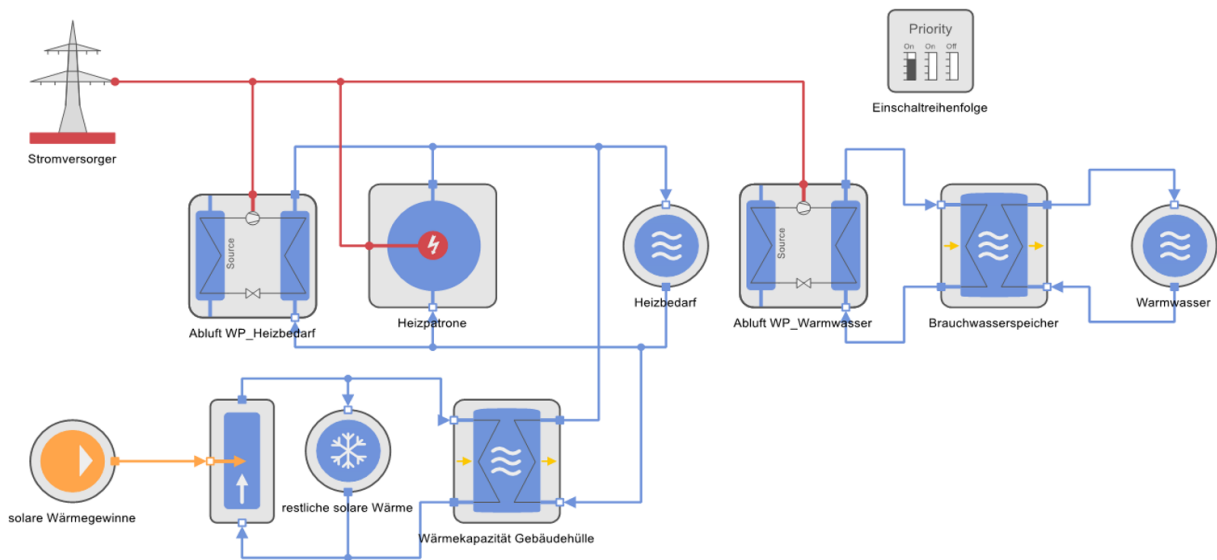


Abbildung 20: Aufbau der Simulation

Die solaren Energiegewinne wurden durch die angeschlossene Komponente in Wärme umgewandelt, damit der Energiefluss die gleiche Eigenschaft besitzt, wie die anderen Wärmeflüsse. Diese solaren Wärmegewinne werden dann in den Wärmespeicher „Wärmekapazität Gebäudehülle“ geleitet, der eine Speicherkapazität von 10 kWh hat (vgl. Kapitel 2.6 „Thermische Trägheit und Wärmekapazität der Gebäudehülle“). Die restliche solare Wärme, die aufgrund des Speicherfüllstandes nicht mehr aufgenommen werden kann, wird in die Komponente „restliche solare Wärme“ eingespeist und ist damit nicht mehr nutzbar.

Erzeuger und Verbraucher

Einschaltreihenfolge der Anlagen im Netz

Energieform Wärme

Bitte setzen Sie für alle Erzeuger und Verbraucher des Netzes eine Priorität.

Einschaltreihenfolge der Erzeuger

Wärmekapazität Gebäudehülle	▼	☺	Priorität 1
Abluft WP_Heizbedarf	▼	☺	Priorität 2
Heizpatrone	▼	☺	Priorität 3

Einsatz der Verbraucher

Heizbedarf	▼	☺	Gespeist durch Priorität 1 bis 3
restliche solare Wärme	▼	☺	Einspeisen vermeiden

Abbildung 21: Simulation Einschaltreihenfolge

Der Wärmespeicher „Wärmekapazität Gebäudehülle“ speist vorrangig die solaren Wärmegewinne in den Heizbedarf ein (vgl. Abbildung 21). In der Einschaltreihenfolge wird die Priorisierung der Wärmeerzeuger und Verbraucher beschrieben. Die wichtigste Angabe bei den Verbrauchern ist, dass das Einspeisen in die Komponente „restliche solare Wärme“ vermieden wird, sodass die solare Wärme zuerst den Wärmespeicher speist. Erst wenn dieser Speicher voll ist, soll die Energie an die „restliche solare Wärme“ abgegeben werden.

Bei den Erzeugern hat der Wärmespeicher „Wärmekapazität Gebäudehülle“ den Vorrang, da dieser in der Realität seine Wärme direkt bei neuem Bedarf abgibt. Außerdem ist seine Energie „geschenkt“, benötigt also keine extra zugeführte Arbeit. Aus dem Heizsystem hat die Wärmepumpe die nächste Priorität, da sie effizienter ist als der Heizstab. Der Heizstab dient der Versorgungssicherheit und wird nur eingesetzt, wenn die anderen Erzeuger den Bedarf nicht mehr decken können. Des Weiteren ist die Optimierung der Simulation auf „Wirtschaftlichkeit“ eingestellt, wodurch so wenig kostenpflichtiger Strom wie möglich aus dem Stromnetz bezogen wird. Doch diese Optimierung hat hier keinen Einfluss auf die Simulation, da in jedem Zeitschritt darauf abgezielt wird, in Kombination mit den eingestellten Prioritäten, den Bedarf zu decken. Alle Komponenten, die zum Wärmefluss beitragen haben einen Vorlauf und einen Rücklauf, dadurch entsteht eine Analogie zu einem realistischen Heizsystem.

Die Wärmepumpe und der Heizstab sind parallel verschaltet, damit beide bei Bedarf gleichzeitig in den Heizbedarf einspeisen können (vgl. Abbildung 20). Bei Außentemperaturen außerhalb der berechneten und angegebenen Betriebspunkte wird die Effizienz und die Leistung durch TOP-Energy linear prognostiziert. Das trifft nur auf, wenn Heizbedarf bei einer Temperatur oberhalb der berechneten Betriebspunkte anfällt. Bei Außentemperaturen unterhalb der berechneten Betriebspunkte kann die Wärmepumpe die benötigte Leistung nicht mehr zur Verfügung stellen, da mit dem Betriebspunkt bei der geringsten Außentemperatur die maximale Leistung angegeben wird. Sobald die Außentemperatur einen noch niedrigeren Wert erreicht, muss zusätzliche Wärmeleistung durch den Heizstab zur Verfügung gestellt werden. Der Wirkungsgrad des Heizstabes wird mit 100% angenähert.

Die Wärmepumpe wurde in ihre zwei Nutzungsarten aufgeteilt, zum einen für die Deckung des Heizbedarfes und zum anderen für die Brauchwassererwärmung. Aufgrund des Brauchwasserspeichers muss die Wärmeerzeugung nicht zeitgleich mit dem Wärmebedarf erfolgen. Der COP der Wärmepumpe für die Brauchwassererwärmung wird berechnet und als

ein konstanter Wert angegeben. Bei der Warmwasserbereitung ist der COP nicht, wie beim Heizen, von der Umgebungstemperatur abhängig. Die erzeugte Vorlauftemperatur bei der Brauchwasserbereitung unterscheidet sich in dieser Simulation von der Vorlauftemperatur der Heizkörper. Um diese Effekte in der Simulation mit abzubilden, wird die Wärmepumpe zweimal aufgeführt.

Alle Wärmespeicher werden als hydraulische Weichen dargestellt und können gleichzeitig be- und entladen werden. Ihre maximale Be- und Entladeleistung wird dem zugehörigen Wärmebedarf, bzw. den zugehörigen Wärmeerzeugern angepasst.

Weitere Informationen zu dem Simulationstool TOP-Energy können dem digitalen Anhang entnommen werden.

8 Ergebnisse und Vergleich

In den folgenden Abbildungen wird die Sinnhaftigkeit der Simulation anhand des Szenarios: „Abluft/Wasser-Wärmepumpe ohne Luftwechselratenerhöhung im KfW 40 Gebäude“ erklärt und validiert. Es ist erkennbar, dass die Wärmepumpe größtenteils nur während der Heizperiode aktiv ist. Die nachts im Sommer anfallende Heizleistung wird durch die solaren Wärmegewinne und der Wärmekapazität der Gebäudehülle gedeckt (vgl. Abbildung 23). Der hellere Grünton im Diagramm der Abbildung 22 ist nicht von Bedeutung. Diese Verfärbung entsteht, weil die Datenpunkte höher aufgelöst sind als die Grafik des Diagrammes.

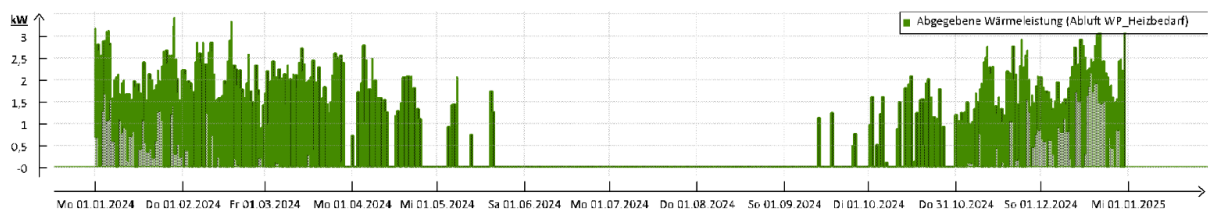


Abbildung 22: KfW 40: Nur Abluftwärmenutzung Wärmepumpenleistung über das Jahr

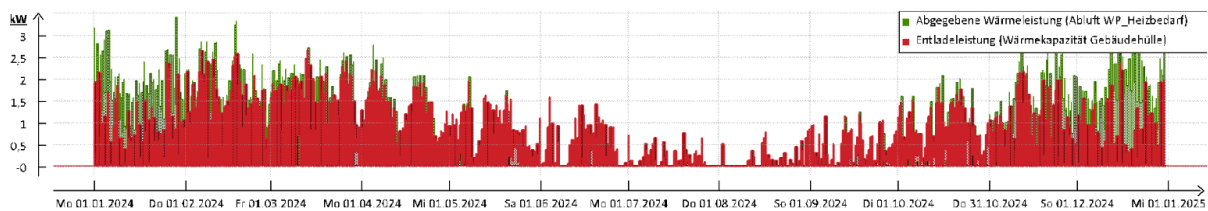


Abbildung 23: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizleistung und solare Gewinne über das Jahr

Auch in den kälteren Monaten wird durch die Gebäudehülle Wärme an das Gebäude abgegeben. Die solaren Wärmegewinne sind in den kälteren Monaten mehr, weil es sich um die Wärmegewinne handelt, mit denen ein Teil des Heizbedarfs gedeckt wird. Restliche Wärmegewinne werden ohne weiteren Nutzen an die Umgebung abgeleitet. Eine genauere Auflösung über die tägliche Wärmepumpenleistung und die Wärmeabgabe durch die erwärmte Gebäudehülle ist in Abbildung 24 zu sehen.

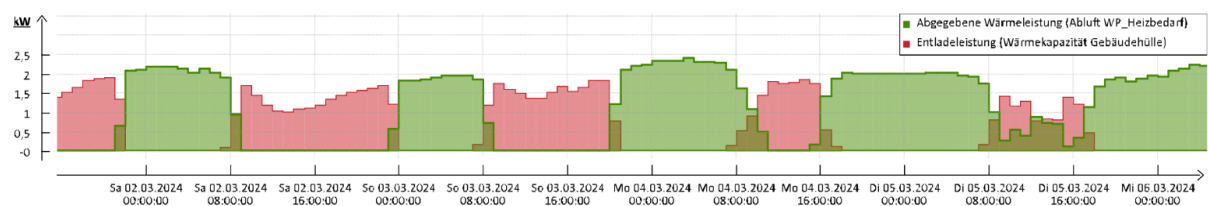


Abbildung 24: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizleistung und solare Wärmegewinne im Zeitraum vom 02.03. bis zum 06.03.

Es ist gut erkennbar, dass die meiste solare Wärme tagsüber und kurz nach Sonnenuntergang durch die Wärmekapazität der Gebäudehülle in den Heizwärmebedarf eingespeist wird. In einigen Stunden muss die Wärmepumpe in dem betrachteten Zeitraum nicht arbeiten (vgl. Abbildung 24). Der Abbildung 25 ist zu entnehmen, dass die solare Wärme im betrachteten Zeitraum nur über einen kurzen Zeitraum aufgenommen wird.

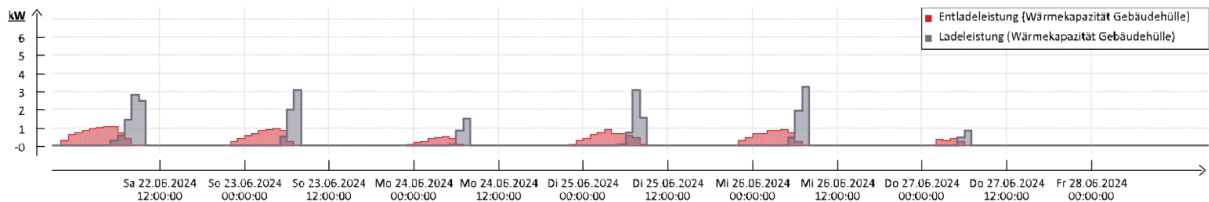


Abbildung 25: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): solare Wärmegewinne; Wärmeaufnahme und -abgabe vom 22.06. bis zum 28.06.

Die solaren Wärmegewinne sind höher als der Heizwärmebedarf und die Speicherkapazität der Gebäudehülle, weswegen die solare Wärme jeden Tag nur über wenige Stunden aufgenommen wird. In der Simulation wird nur solare Wärme genutzt bis der Heizwärmebedarf gedeckt und der der Wärmespeicher „Wärmekapazität Gebäudehülle“ vollständig beladen ist. Die restliche solare Wärme wird in der Simulation nicht mehr genutzt, sondern an die Umgebung abgegeben und würde in der Realität das manuelle Lüften darstellen. Die Wärme, die die Gebäudehülle an den Heizbedarf abgibt, wird in der Simulation „Entladeleistung {Wärmekapazität Gebäudehülle}“ bezeichnet (Vgl. Abbildung 26).

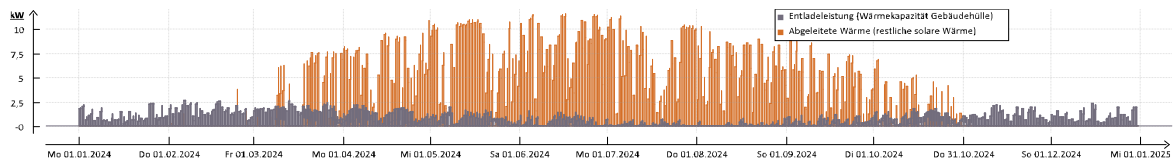


Abbildung 26: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Abgeleitete solare Wärme und Entladeleistung der Wärmekapazität des Gebäudes

Die Heizpatrone kommt nur selten zum Einsatz und gibt die Wärmeleistung ab, die der Wärmepumpe fehlt, um den Heizbedarf decken zu können (vgl. Abbildung 27).

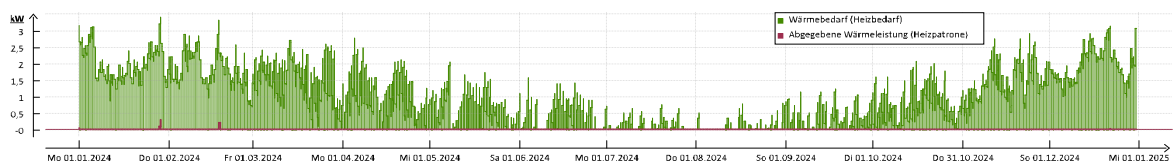


Abbildung 27: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Heizbedarf und Heizpatrone Wärmeleistung

Die Wärmeleistung der Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung deckt sich teilweise vorübergehend mit der Entladeleistung des Brauchwasserspeichers, bzw. mit dem Warmwasserbedarf. In anderen Momenten belädt die Wärmepumpe den Warmwasserspeicher mit einer erhöhten Leistung (vgl. Abbildung 28). Aus energetischer Sicht ist es irrelevant, ob die Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung mit ihrer Wärmeleistung den Warmwasserbedarf deckt oder den Speicher belädt, weil der COP als konstant angenommen wird. Aus dem Betriebsverhalten der Wärmepumpe entsteht die Taktung der Wärmepumpe. Die Taktung wird erst relevant, wenn der Warmwasserbedarf und der Heizbedarf auf denselben Zeitschritt fallen, der (summierte) Bedarf die maximale Wärmeleistung der Wärmepumpe überschreitet oder die Wärmepumpe schonend betrieben werden soll. Doch in dieser Simulation wird die Wärmepumpenleistung für den Heizbedarf und den Warmwasserbedarf separat betrachtet, um nur die benötigten Energiemengen zu ermitteln.

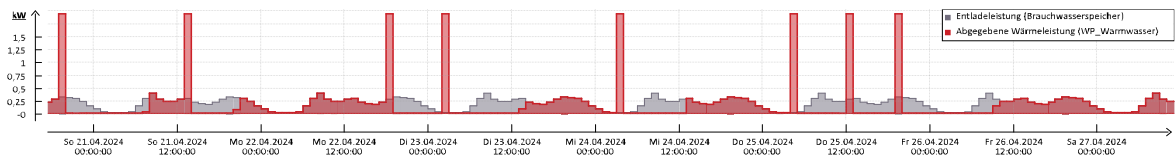


Abbildung 28: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Wärmeleistungen der Wärmepumpe und des Brauchwasserspeichers für die WW-Bereitung

Der Brauchwasserspeicher erreicht nur vereinzelt einen Füllstand von 50%, in der folgenden Abbildung erreicht er einen maximalen Füllstand von ungefähr 33% (vgl. Abbildung 29). Doch das bedeutet nicht, dass der Speicher zu groß dimensioniert ist. Für die Berechnung der Speicherkapazität wurde ein idealer Schichtenspeicher angenommen, obwohl es in der Realität Vermischungen zwischen dem wärmeren und dem kälteren gespeicherten Wasser gibt, welche zu einer Reduzierung der Speicherkapazität führen. Aufgrund fehlender Informationen kann die Verringerung der Speicherkapazität durch die Durchmischung im Speicher nicht berechnet werden, doch es lässt sich vermuten, dass die Speicherkapazität des Brauchwasserspeichers für diesen Anwendungsfall geeignet ist.

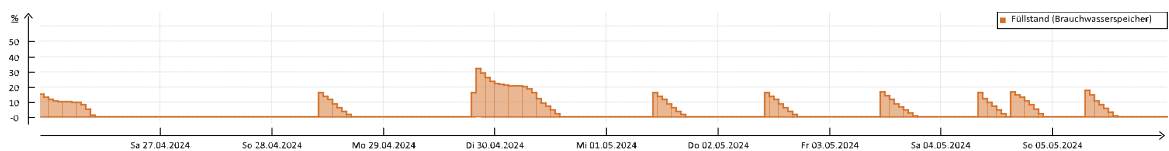


Abbildung 29: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): Füllstand des Brauchwasserspeichers vom 26.04. bis zum 05.05.

Die Tendenz der COP-Werte der Wärmepumpe im Heizbetrieb verhält sich mit der Außentemperatur steigend in Richtung Mitte des Jahres. In den Sommermonaten stehen keine COP-Werte zur Verfügung, weil die Wärmepumpe zu der Zeit nicht zum Einsatz kommt (vgl. Abbildung 30).

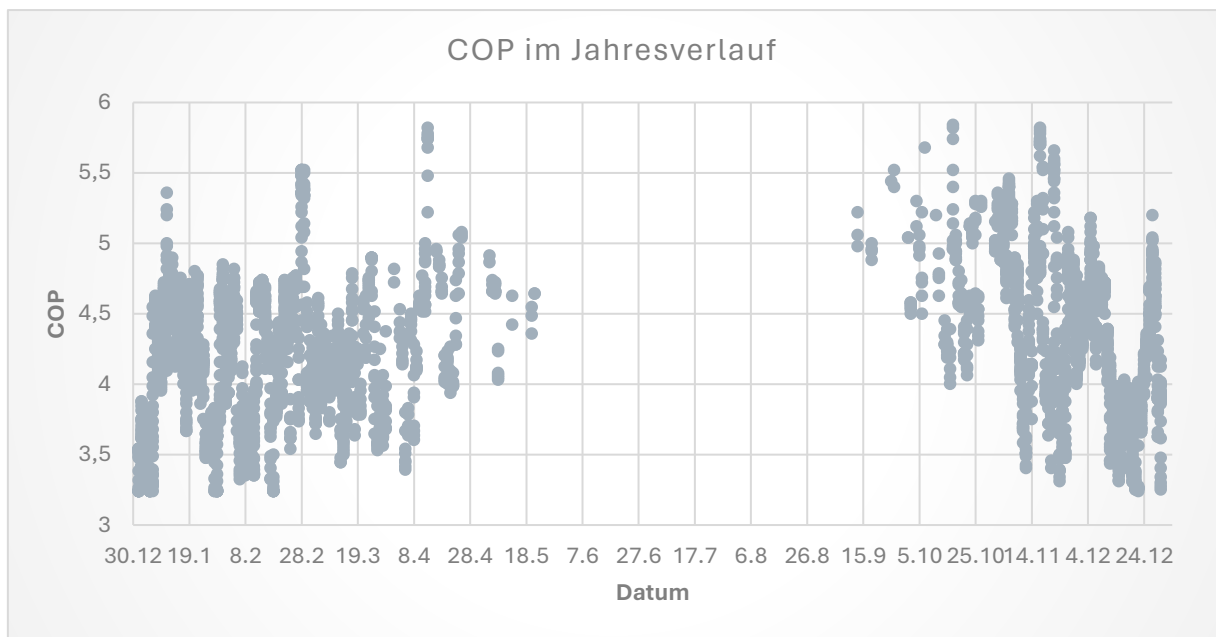


Abbildung 30: KfW 40 (Abluft/Wasser-WP): COP Werte im Jahresverlauf

Die Abbildungen aller simulierten Szenarien sind im Anhang B zu finden.

Die relevanten Ergebnisse, die durch die Simulation berechnet werden, sind in den folgenden Tabellen aufgeführt.

Tabelle 18: Simulationsergebnisse Abluft/Wasser-Wärmepumpe

	KfW 40 Abluft	KfW 55 Abluft	KfW 40 Abluft+	KfW 55 Abluft+	KfW 40 Abluft mit Außenluft	KfW 55 Abluft mit Außenluft
ges. Strombedarf [kWh]	1914,1	2393,1	1912,7	2370,7	1780,5	2120,9
WP-Heiz-Strombedarf [kWh]	1293,7	1731,8	1295,3	1753,2	1223,6	1564
WP-Heiz-Wärmemenge [kWh]	5206,4	6487,2	5209,4	6530,9	5209,4	6531
durchschn. COP Heizen	4,024	3,746	4,022	3,725	4,257	4,176
WP-WW-Strombedarf [kWh]	617,4	617,4	617,4	617,4	556,9	556,9
WP-WW-Wärmemenge [kWh]	1759,7	1759,7	1759,7	1759,7	1759,7	1759,7
durchschn. COP WW	2,85	2,85	2,85	2,85	3,16	3,16
Heizpatrone Strombedarf [kWh]	3	43,8	0	0,1	0	0

In der ersten Zeile der Tabelle 18 sind die verschiedenen Betriebsweisen, bzw. die verschiedenen Wärmequellen (-verwendungen), jeweils im KfW 40 und KfW 55 Gebäude aufgeführt. „Abluft+“ meint in diesem Fall die Nutzung von Abluft als Wärmequelle mit einer

möglichen Erhöhung der Luftwechselrate. „Abluft mit Außenluft“ steht für die Abluftwärmenutzung mit zusätzlicher Außenluftbeimischung.

Die Variante der Abluftwärmenutzung mit zusätzlicher Außenluftbeimischung ist energetisch am effektivsten, beim Einsatz im KfW 40 Gebäude ergibt sich beim Heizen ein durchschnittlicher COP von 4,257 und beim Einsatz im KfW 55 Gebäude ein durchschnittlicher COP von 4,176. Im KfW 40 Gebäude benötigt diese Variante 1780,5 kWh Strom im Jahr zum Heizen und für die Warmwasserbereitung, im KfW 55 Gebäude sind es 2120,9 kWh. Im Vergleich zu der Variante, bei der nur Abluftwärme ohne Erhöhung der Luftwechselrate genutzt wird, ergibt sich eine Stromeinsparung im KfW 40 Gebäude von 7,0% und im KfW 55 Gebäude von 11,4% (vgl. Abbildung 31). Die Stromeinsparungen durch die Luftwechselratenerhöhung fallen geringer als 1% aus, da es nur einen Einfluss auf die wenigen Stunden hat, in der die Wärmeleistung der Wärmepumpe nicht ausreicht.

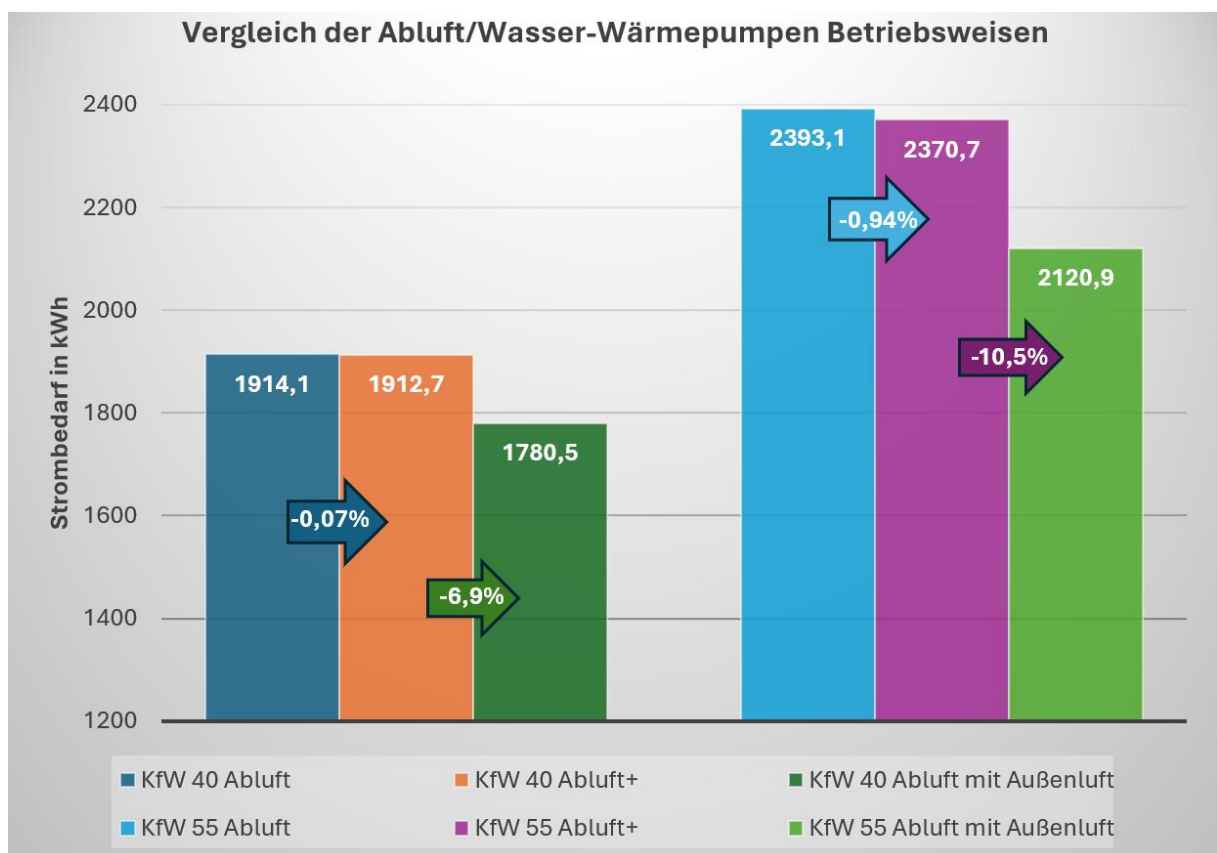


Abbildung 31: Vergleich: Strombedarf der Abluft/Wasser-Wärmepumpen Betriebsweisen

Durchaus auffällig ist, dass der durchschnittliche COP zum Heizen im KfW 55 Gebäude leicht höher ist als der COP im KfW 40 Gebäude (vgl. Tabelle 19).

Tabelle 19: Simulationsergebnisse Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

	KfW 40 Außenluft und WRG	KfW 55 Außenluft und WRG
ges. Strombedarf [kWh]	952,6	1207,8
WP-Heiz-Strombedarf [kWh]	288,5	543,8
WP-Heiz-Wärmemenge [kWh]	1117,3	2119,1
durchschn. COP Heizen	3,873	3,897
WP-WW-Strombedarf [kWh]	664	664
WP-WW-Wärmemenge [kWh]	1759,7	1759,7
durchschn. COP WW	2,65	2,65
Heizpatrone Strombedarf [kWh]	0	0

Der Grund dafür ist der öfter vorkommende Wärmebedarf bei höheren Außentemperaturen. Die Wärmeerzeugung bei höheren Außentemperaturen und einem höheren COP nimmt im KfW 55 Gebäude einen größeren Anteil an. Anders als bei der Abluft/Wasser-Wärmepumpe ist die Wärmequellenleistung und der COP der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe von der Umgebungstemperatur abhängig. Im Vergleich zu der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe ist der COP der Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit der zusätzlichen Außenluftbeimischung bei der Warmwasserbereitung mit +0,510 deutlich höher. Die Abluft/Wasser-Wärmepumpe hat, insbesondere bei dem Betrieb mit der zusätzlichen Außenluftbeimischung, auch einen höheren COP beim Heizen. Bei dem KfW 40 Gebäude +0,384 (vgl. Abbildung 32) und bei dem KfW 55 Gebäude +0,279 (vgl. Abbildung 33). Allerdings entsteht im Heizbetrieb bei der Anwendung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe im KfW 55 Gebäude ein höherer COP als bei der ausschließlichen Verwendung von Abluft als Wärmequelle.

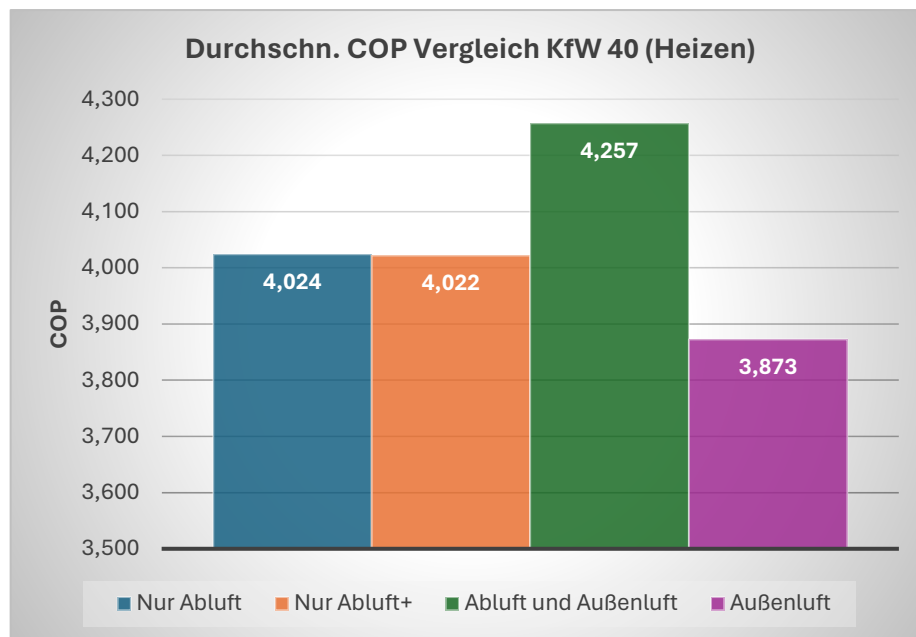


Abbildung 32: Vergleich durchschnittlicher COP beim Heizen (KfW 40)

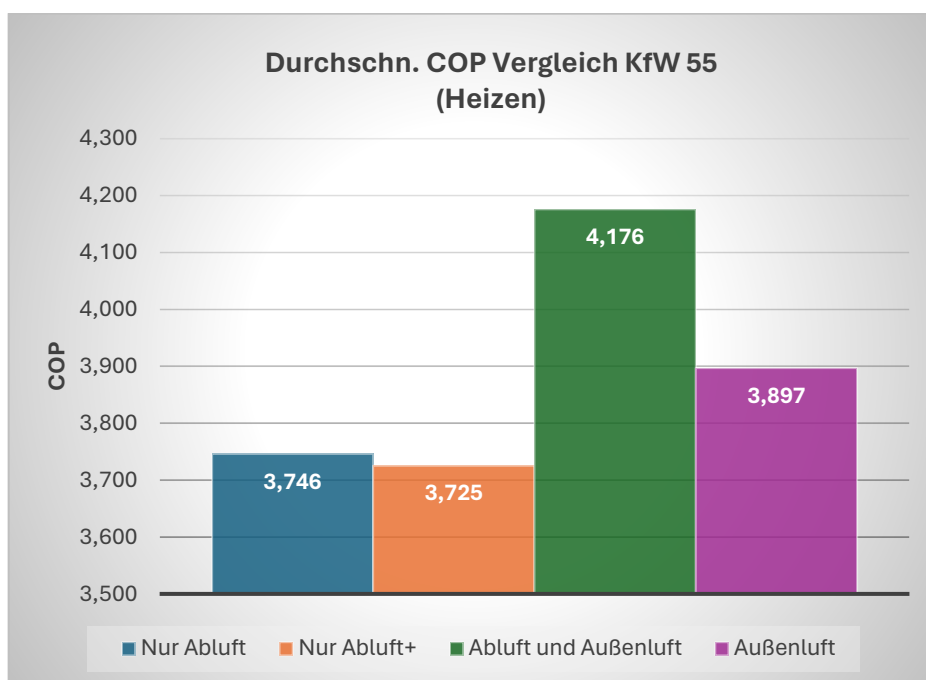


Abbildung 33: Vergleich durchschnittlicher COP beim Heizen (KfW 55)

Trotz des Effizienzvorteils der Abluft/Wasser-Wärmepumpe benötigt die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe übers Jahr gesehen weniger Strom. Für die Warmwasserbereitung benötigt die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mehr Strom, da der Bedarf in beiden Fällen gleich, aber ihr COP niedriger ist (vgl. Tabelle 18 und Tabelle 19). Jedoch braucht das Szenario mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe weniger Strom zum Heizen, sodass der jährliche Strombedarf hier insgesamt geringer ausfällt (vgl. Abbildung 34 und Abbildung 35). Der jährliche Strombedarf bei der Verwendung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe ist im KfW 40

Gebäude ungefähr 46,5% geringer als der Strombedarf bei der effizientesten Betriebsweise der Abluft/Wasser-Wärmepumpe.

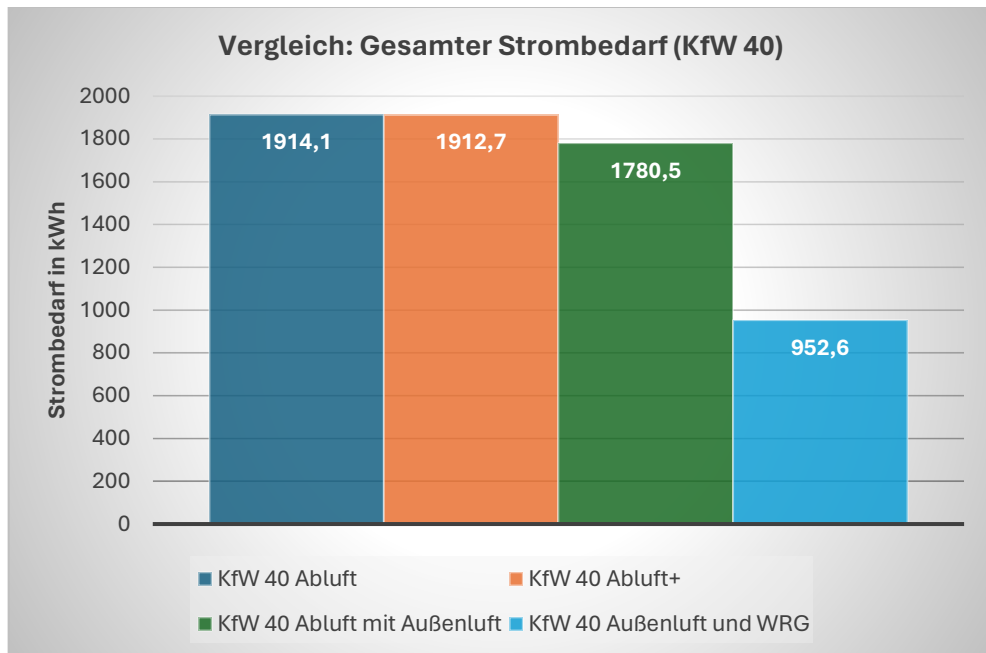


Abbildung 34: Gesamter Strombedarf aller Varianten (KfW 40)

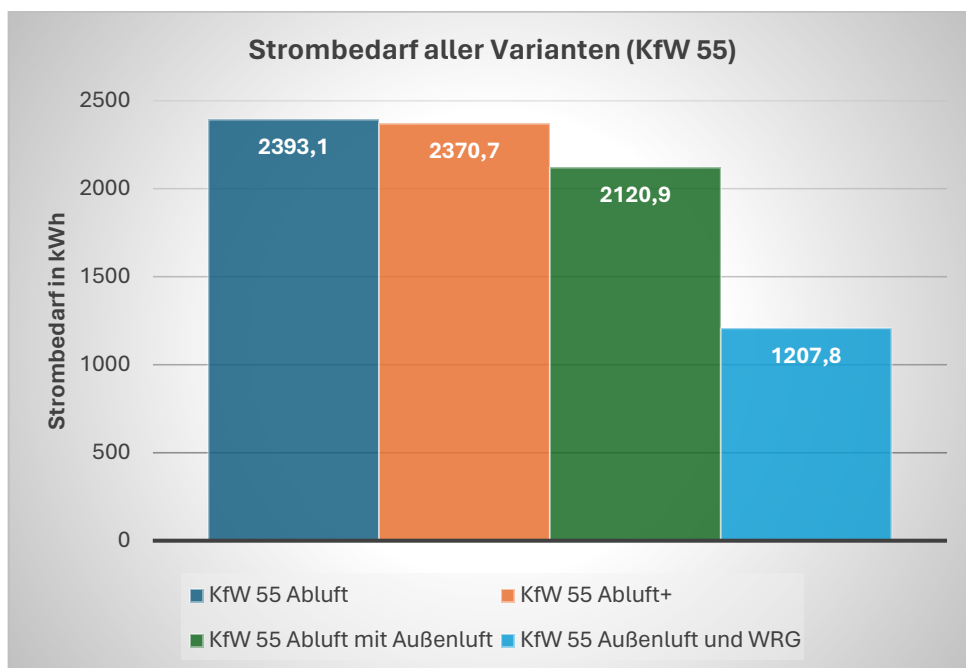


Abbildung 35: Strombedarf aller Varianten (KfW 55)

Im KfW 55 Gebäude ist der Strombedarf der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe ungefähr 43% geringer als der des effektivsten Szenarios mit der Abluft/Wasser-Wärmepumpe.

Der Grund für die Differenz des jährlichen Strombedarfs sind die erhöhten Lüftungswärmeverluste bei der Verwendung der Abluft/Wasser-Wärmepumpe, da in diesem System keine direkte Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage stattfindet. Die angesaugte Raumluft wird direkt zum Verdampfer der Wärmepumpe transportiert, während die Außenluft als Zuluft ohne Vorerwärmung in die Räume befördert wird. Bei der Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage im Szenario mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe werden die Lüftungswärmeverluste im Vergleich zum Szenario mit der Abluft/Wasser-Wärmepumpe um ca. 82% gesenkt (vgl. Abbildung 36). In der Abluft/Wasser-Wärmepumpe findet auch eine Wärmerückgewinnung durch den Verdampfer statt. Doch da die Wärme der Abluft ohne erwähnenswert erhöhten energetischen Bedarf durch die Lüftungsanlage zum großen Teil rückgewonnen wird, kann diese Wärmequelle nur bedingt als „geschenkte“ Wärmequelle betrachtet werden. Dahingegen benutzt die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe ausschließlich die Außenluft als „geschenkte“ Wärmequelle.

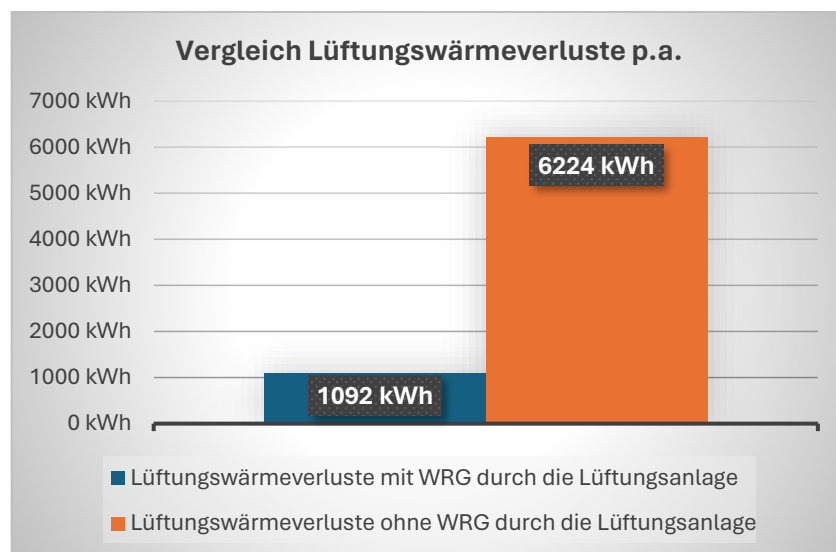


Abbildung 36: Vergleich jährliche Lüftungswärmeverluste

In den KfW 40 und KfW 55 Gebäuden werden die Transmissionswärmeverluste sehr geringgehalten, wodurch die Lüftungswärmeverluste einen großen Teil der gesamten Wärmeverluste einnehmen. In dem KfW 40 Gebäude ohne Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage ist der Anteil der Lüftungswärmeverluste 54% der gesamten Wärmeverluste. Beim Szenario mit Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage verringert sich der Anteil auf 17% (vgl. Abbildung 37).

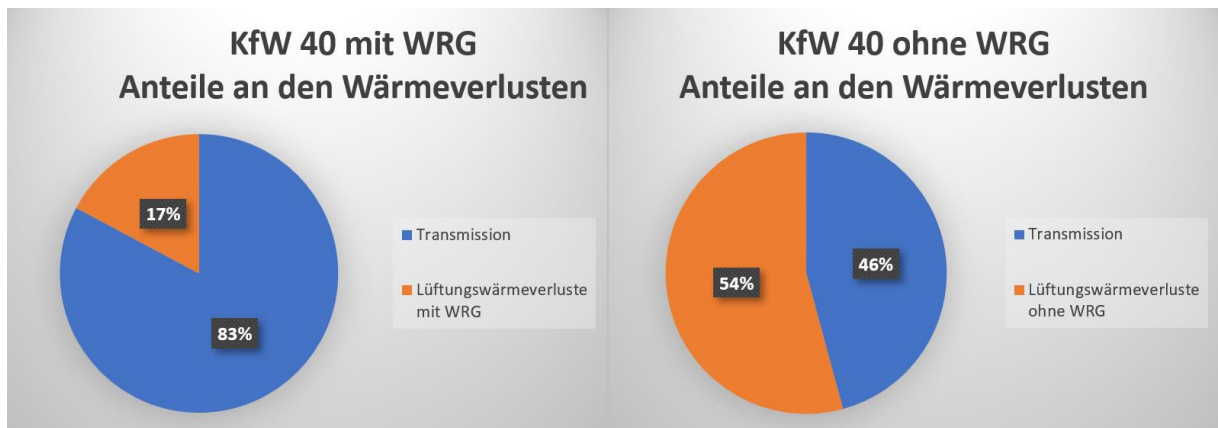


Abbildung 37: KfW 40 - Anteile der Wärmeverluste

Im KfW 55 Gebäude ändert sich der Anteil der Lüftungswärmeverluste an den gesamten Wärmeverlusten durch die Wärmerückgewinnung von 48% auf 14% (vgl. Abbildung 38).

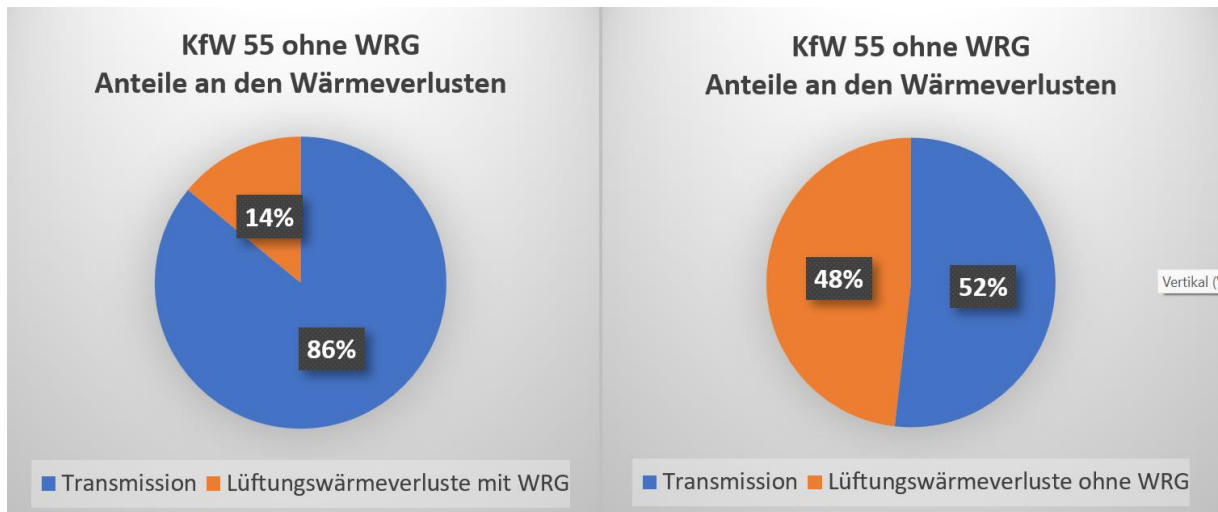


Abbildung 38: KfW 55 - Anteile der Wärmeverluste

9 Optimierungsmöglichkeiten

Durch die vorherige Analyse und dem Vergleich ergibt sich die Erkenntnis, dass der Einsatz einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit Wärmerückgewinnung der Abluft durch die Lüftungsanlage energetisch effizienter ist. In diesem Kapitel werden einige interne Wärmequellen für den Wärmepumpeneinsatz untersucht, mit dem Ziel eine energetisch effizientere Betriebsart des Heizsystems zu entdecken. Die folgenden Unterkapitel beziehen sich auf weitere Wärmequellen, bzw. einer anderen Verwendung der Wärmequellen.

9.1 Gebäudeinterne Abwasserwärmenutzung

Eine weitere gebäudeinterne Wärmequelle stellt das Brauchwasser, bzw. Abwasser dar. Die Abwasserwärmenutzung ist, wie in Kapitel 4.3 „Wärmequellen“ beschrieben bereits verbreitet. Jedoch wird in diesem Kapitel nicht jenes Abwasser aus der Kanalisation betrachtet, sondern das Brauchwasser, welches direkt nach der Nutzung entsteht. Sozusagen das gebäudeinterne Abwasser.

Die Wärme des Brauchwassers nach der Nutzung durch Händewaschen, Duschen, Wäsche waschen, etc. kann als Wärmequelle von einer Wärmepumpe genutzt werden. Dafür benötigt es einen weiteren Speicher mit eingebautem Wärmeübertrager (Verdampfer), worin das Abwasser gespeichert wird, bis es durch den Verdampfer abgekühlt und schließlich in die Kanalisation geleitet wird. Dieses beschriebene Anlagenschema wird in Abbildung 39 durch eine Skizze des „Aqua-Re-Energie-Trichters“ der Firma DeTec GmbH veranschaulicht.

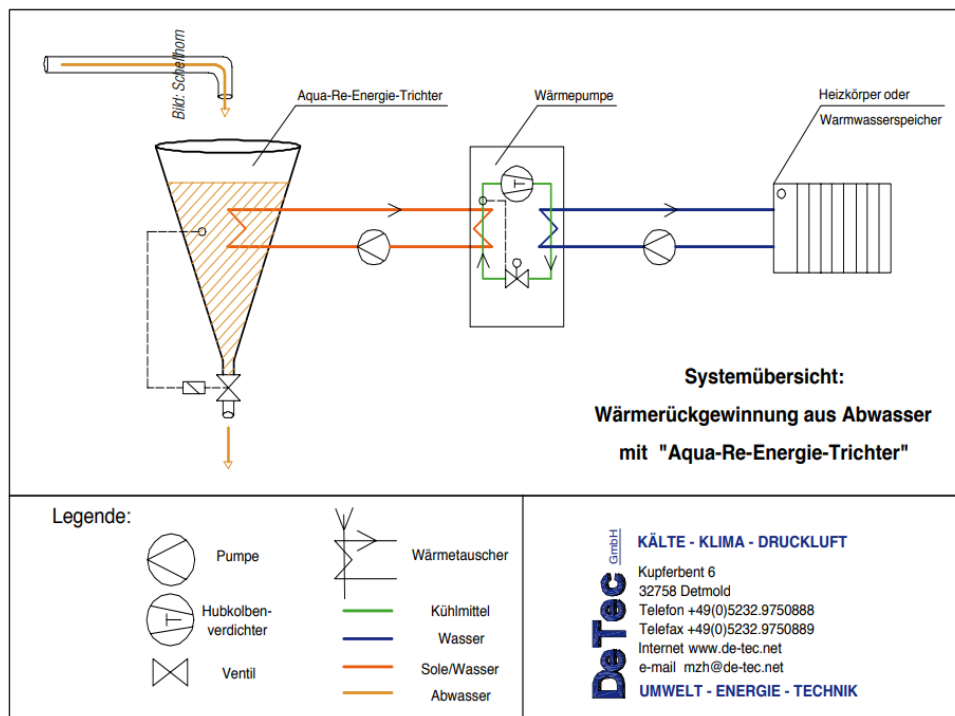


Abbildung 39: Aqua-Re-Energie-Trichter von DeTec GmbH [32]

Die Zeitpunkte in denen Energie durch das gebäudeinterne Abwasser als Wärmequelle zur Verfügung steht überlagern sich mit den Zeitpunkten in denen Energie zur Warmwasserbereitung benötigt wird, da im Normalfall der größte Anteil des Trinkwassers nach der Nutzung in den Abfluss gelangt. Ausnahmen kann die Nutzung zum Trinken darstellen. Weitere Verluste können sich durch die Wäsche ergeben, wenn z.B. nasse Klamotten aufgehängt werden, deren gespeichertes Wasser verdampft oder auch durch die Raumreinigung. Zusätzlich kann beim Duschen, Baden oder Händewaschen Wasser verdampfen, welches danach nicht mehr in den Abfluss gelangt. Diese Verluste sollen hier vernachlässigt werden, da sie stark unterschiedlich, abhängig von der Nutzung, ausfallen können. Zudem stellen sich auch Wärmegewinne ein, z.B. durch die Toilettennutzung oder durch das Abgießen des heißen Wassers, welches zum Kochen benutzt wurde, ein. Folgende Abbildung vom Umweltbundesamt zeigt die festgestellten Trinkwasserverwendungen im Haushalt. Die Abbildung hilft bei der Einschätzung der Wärmegewinne und -verluste.

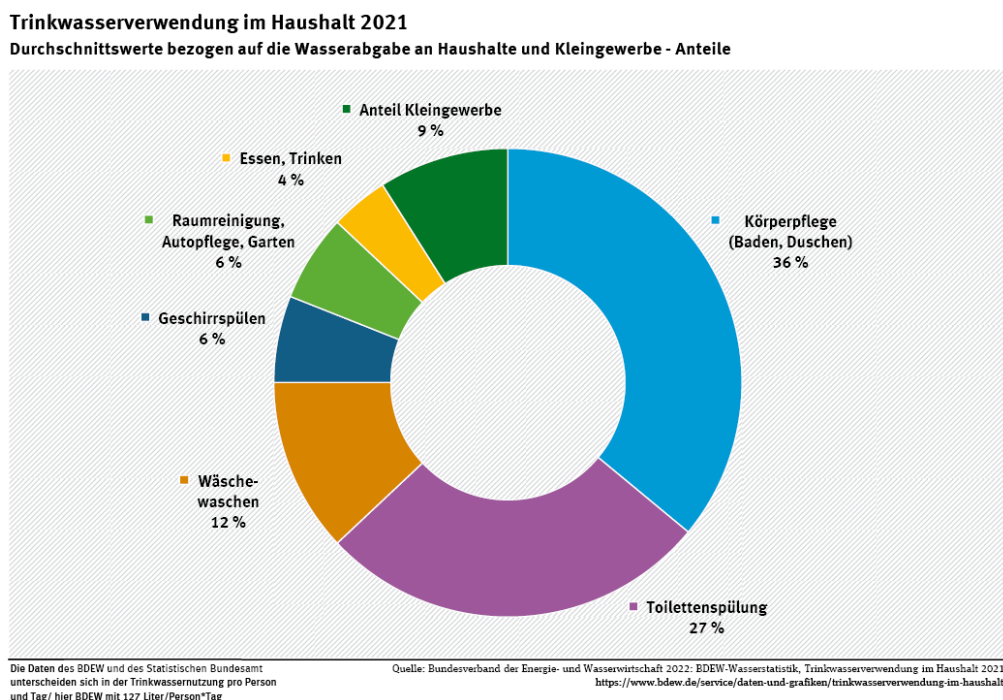


Abbildung 40: Trinkwasserverwendung im Haushalt 2021 - Umweltbundesamt [5]

Des Weiteren werden Wärmeverluste durch Rohrleitungen vernachlässigt, da sie je Rohrleitungslänge und Dämmung verschieden ausfallen können. In der Realität würde der in diesem Kapitel angegebene COP aufgrund der Verluste vermutlich etwas geringer ausfallen.

Da die Wärmequellenenergie und die Energie für die Warmwasserbereitung zeitlich relativ gleich und in einem ähnlichen Umfang anfallen, wird die Wärmequelle in dieser Betrachtung nur für den Betrieb einer Brauchwasser-Wärmepumpe genutzt.

Für die weitere Berechnung wird die Zapfprofil-Tabelle aus dem Planungshandbuch von Stiebel Eltron verwendet.

Tabelle 20: Zapfprofil-Tabelle von Stiebel Eltron [44]

Zapfprofile nach EN 16147	-	S	M	L	XL	XXL
Zapfenergie	kWh/d	2	6	12	19	25
Zapfenergie	kWh/a	767	2133	4254	6961	8953
Entspricht ca. einer Mischwasser-Menge mit 40°C] bei KW 10°C]	L/d	60	168	334	547	703

Anhand des errechneten täglichen Energiebedarfes für die Warmwasserbereitung kann die entsprechende Mischwasser-Menge bei einer Temperatur von 40°C interpoliert werden (vgl. Tabelle 20). In diesem Fall entspricht es einer Mischwassermenge bei 40°C von 136,194 Litern pro Tag. Die weitere Berechnung erfolgt wie in Kapitel 5.2 „Berechnung der Betriebspunkte“. Es wurde eine Verdampfertemperatur von 12°C gewählt, was einer Abkühlung des Abwassers auf 17°C entspricht. Die Kondensatortemperatur wird auf 60°C angesetzt. Aufgrund der angenommenen Temperaturdifferenz von 5K zwischen Kondensator und Vorlauf entsteht eine Warmwasserlieferung bei 55°C. Mit der Formel (25) lässt sich aus der gegebenen Differenz zwischen der Mischwassertemperatur und der Temperatur abgekühlten Wassers ΔT eine Wärmequellen-Enthalpiedifferenz Δh von 3,65 kWh errechnen.

$$\Delta h = m_{Abwasser} * c_{p,Wasser} * \Delta T \quad (25)$$

In der obigen Gleichung wird die tägliche aufkommende Abwassermasse $m_{Abwasser}$ mit seiner spezifischen Wärmekapazität $c_{p,Wasser}$ ($4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K}$) und der vorher beschriebenen Temperaturdifferenz ΔT multipliziert. Anhand des log(p), h-Diagrammes ergibt sich bei einem COP von 4,27 eine Wärmeabgabe von 4,778 kWh am Tag. Der benötigte Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung beträgt 4,822 kWh am Tag. Beide Werte stimmen ungefähr überein, die Differenz zwischen Wärmebedarf und Wärmeabgabe von 44 Wh entspricht weniger als 1% Abweichung und wird daher vernachlässigt. Neben dem effizienten Betrieb durch die hohe Verdampfertemperatur ist ein weiterer Effekt, dass Vereisungen am Verdampfer verhindert werden und kein Abtauvorgang notwendig ist.

9.2 Abluftwärmenutzung mit Wärmerückgewinnung

Im Kapitel 8 „Ergebnisse und Vergleich“ ist deutlich geworden, dass die Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage ein entscheidender Faktor für die Energieeffizienz des Heizsystems ist. Das Heizsystem mit der Abluft/Wasser-Wärmepumpe hat trotz besseren COP einen erheblich höheren jährlichen Strombedarf als das Heizsystem mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe. In diesem Kapitel wird das Potenzial von Abluft als Wärmequelle weiter untersucht. Das Heizsystem kann energetisch optimiert werden, wenn die Abluft zuerst für die Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage genutzt wird und anschließend der Außenluft als Wärmequelle beigemischt wird (vgl. Abbildung 41). Durch diese Nutzung der Abluft kann der jährliche Energiebedarf so gering gehalten werden wie im vorher untersuchten Heizsystem mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, doch gleichzeitig wird die restliche Wärme der Abluft genutzt, um den COP des Wärmepumpen-Betriebs zu verbessern.

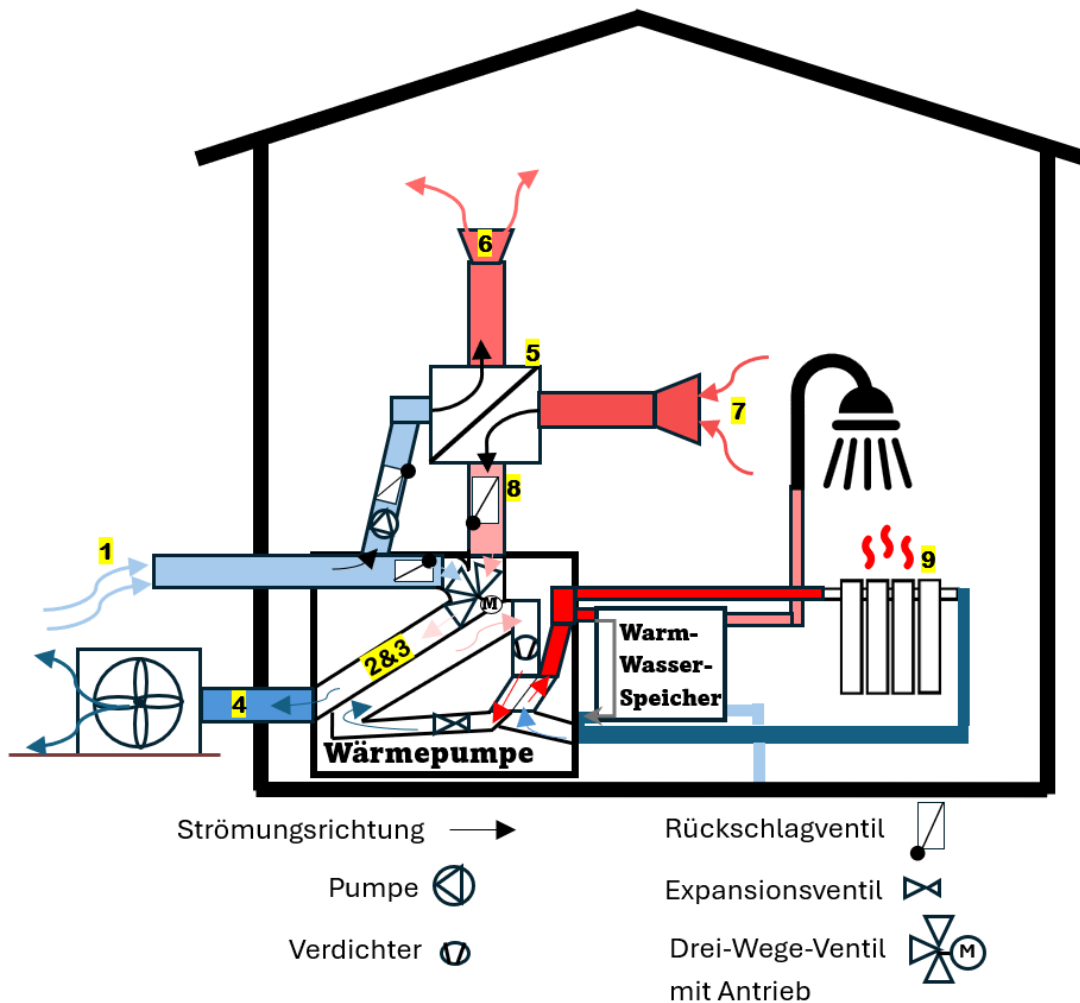


Abbildung 41: Skizze der Abluftwärmenutzung nach WRG der Lüftungsanlage

Die obige Abbildung zeigt eine Skizze davon, wie dieses Systems aussehen könnte. Zunächst wird durch die Außeneinheit der Wärmepumpe Luft angesaugt. Die angesaugte Luft kann als Wärmequelle und zusätzlich als Zuluft der Lüftungsanlage genutzt werden. Optional kann die Zuluft auch durch eine weitere Pumpe außerhalb des Hauses angesaugt werden. Bevor die Zuluft den Räumen zugeführt wird, erwärmt sie sich in einem Wärmetauscher. Durch diesen Wärmetauscher (hier als Gegenstrom-Wärmetauscher dargestellt) strömen die Zuluft und die ca. 20°C warme Abluft, dabei gibt die Abluft einen Teil ihrer Wärmeenergie an die Zuluft ab. Nach dem Vorgang der Wärmerückgewinnung wird die Abluft mit der restlichen, angesaugten Außenluft vermischt. Das Gemisch strömt durch den Verdampfer und gibt thermische Energie an das Kältemittel ab. Bei diesen Vorgängen verhindern Rückschlagventile, dass sich die Strömungsrichtung ändert. Hinter dem Verdampfer wird das abgekühlte Luft-Gemisch in die Umgebung befördert. Das erwärmte Kältemittel (in diesem Fall R410A) wird durch den Verdichter auf ein höheres Druckniveau gebracht und gibt darauffolgend seine Wärme an den Heizkreis ab.

Als Wärmepumpe wird die vorher verwendete Außenluft/Wasser-Wärmepumpe von Vaillant ausgewählt, mit dem Unterschied, dass Abluft der Außenluft beigemischt werden kann.

Die Berechnung wird abhängig von der Wärmequellenleistung und der benötigten Heizleistung bei verschiedenen Außentemperaturen iterativ durchgeführt. Die folgende Tabelle zeigt die benutzten und errechneten Werte für einen beispielhaften Betriebspunkt. Die Nummern in der linken Spalte der Tabelle 21 beziehen sich auf die Skizze in der Abbildung 41.

Tabelle 21: Berechnung Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit Abluftbeimischung

KfW 40		
Betriebspunkt-Berechnung		
Num	Legende	ermittelte Werte
1	Außentemperatur	-8,6 °C
	Vorlauftemperatur	35°C
	Verdampfertemperatur	-14,1 °C
	Kondensatortemperatur	40°C
	COP	3,11
1	Außenluft rel. Luftfeuchtigkeit	95%
1	Außenluft Luftdichte	1,333 kg/m ³
1	Außenluft Volumenstrom	2.300 m ³ /h
1	Außenluft Massenstrom	0,852 kg/s
1	Außenluft Enthalpie	-4,3 kJ/kg
4	Außenluft Enthalpie hinterm Verdampfer	-4,8 kJ/kg
2	Außenluft Wärmequellenleistung	0,43 kW
5	Luftwechselrate	0,4
6	Zuluft Massenstrom	0,0501 kg/s
7	Abluft Massenstrom	0,0450 kg/s
7	Abluft Enthalpie vor WRG	38,5 kJ/kg
5	WRG-Grad	0,82
	Zuluft Enthalpie bei 20°C	24,5 kJ/kg
6	Zuluft Enthalpie nach WRG	19,3 kJ/kg
8	Abluft Enthalpie nach WRG	12,2 kJ/kg
8	Abluft Temperatur nach WRG	1,5°C
8	Abluft rel. Luftfeuchtigkeit nach WRG	100%
4	Abluft Enthalpie hinterm Verdampfer	-4,8 kJ/kg
3	Abluft Wärmequellenleistung	0,767 kW
9	Heizleistung	1,76 kW

Die in Tabelle 21 aufgetragene Rechnung ist eine Erweiterung der Rechnung für die Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe aus Kapitel 6 „Außenluft/Wasser-Wärmepumpe“ um die zusätzliche Abluftbeimischung nach der Wärmerückgewinnung. Die Iterationen dieser Rechnung erfolgen zuerst mit der Annahme einer Außenlufttemperatur. Die

Rechnung ist abgeschlossen, sobald die Heizleistung ungefähr den gleichen Wert annimmt wie die Leistung des Wärmebedarfs bei der ausgewählten Temperatur.

Die Rechnung wird hier für eine Außenlufttemperatur von $-8,6^{\circ}\text{C}$ durchgeführt. Durch die Anwendung sind die Vorlauftemperatur von 35°C und die Kondensatortemperatur von 40°C gegeben. Die Verdampfertemperatur und der COP werden der Berechnung der Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe entnommen (vgl. Kapitel 6). Anhand statistischer Werte kann die durchschnittliche relative Luftfeuchtigkeit bei $-8,6^{\circ}\text{C}$ entnommen werden. Durch die Temperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit kann die Dichte der Außenluft bestimmt werden. In diesem Kapitel wird, wie in Kapitel 6, mit dem maximalen Volumenstrom des Ventilators gerechnet. Mithilfe der Formel (14) wird daraufhin der Massenstrom der Außenluft berechnet. Dem Mollier h-, x-Diagramm wird die Enthalpie der Außenluft und der Außenluft nach der Abkühlung auf $-9,1^{\circ}\text{C}$ durch den Verdampfer entnommen. Durch die Verwendung der Formel (13) kann die darausfolgende Wärmequellenleistung durch die Außenluft berechnet werden. Für die durch die Abluft nutzbare Wärmequellenleistung wird mit der „Standard-“ Luftwechselrate gerechnet. Die Dichte und die Enthalpie der Abluft sind aus den vorherigen Kapiteln bekannt. Mit der Formel (14) und dem aus der Luftwechselrate folgenden Volumenstrom wird der Abluft Massenstrom und mit der Dichte der Außenluft der Zuluft Massenstrom berechnet. Für die Außentemperatur wird der resultierende Wärmerückgewinnungsgrad durch die Lüftungsanlage entnommen (vgl. Kapitel 2.5.1). Durch die Umstellung der Formel (10) wird mit der „Optimal-“ Enthalpie der Zuluft bei 20°C Raumtemperatur und der Enthalpie der Außenluft die Enthalpie der Zuluft nach der Wärmerückgewinnung berechnet. Die Enthalpie der Zuluft bei 20°C kann aus dem Mollier h-, x-Diagramm für eine Erwärmung bei gleichbleibender Wasserbeladung abgelesen werden. Die Enthalpie der Abluft nach der Wärmerückgewinnung $h_{2,Abluft}$ kann mithilfe der Energieerhaltung durch Umstellung der Formel (26) berechnet werden.

$$\dot{m}_{Abluft} * (h_{1,Abluft} - h_{2,Abluft}) = \dot{m}_{Luft} * (h_{2,Luft} - h_{1,Luft}) \quad (26)$$

Der Index „1“ der Enthalpie aus der Formel (26) steht für die Enthalpie vor der Wärmerückgewinnung und der Index „2“ steht für die Enthalpie nach der Wärmerückgewinnung. Als Vereinfachung wird der Abluft Massenstrom nach der Wärmerückgewinnung dem Abluft Massenstrom vor der Wärmerückgewinnung gleichgesetzt. Während der Wärmerückgewinnung kondensiert ein Teil des Wassers, welches in der Luft gespeichert ist. Dieser Effekt wirkt sich allerdings nur sehr gering aus und wird deswegen vernachlässigt. Aus dem Mollier h-, x-Diagramm wird die Temperatur und die relative Luftfeuchtigkeit der Abluft nach der Wärmerückgewinnung und die Enthalpie der Abluft nach der Abkühlung durch den Verdampfer auf $-9,1^{\circ}\text{C}$ abgelesen. Die Wärmequellenleistung der Abluft wird, wie die Wärmequellenleistung der Außenluft, durch eine Umstellung der Formel (13) berechnet. Nach dem Addieren der Wärmequellenleistungen und durch die Umstellung der Formeln (23) und (24) wird die Heizleistung berechnet.

In Anlehnung an diese Rechnung werden die weiteren Betriebspunkte berechnet (vgl. Tabelle 22). Für die Effizienzberechnung bei der Warmwasserbereitung wird die durchschnittliche Außentemperatur und die durchschnittliche relative Luftfeuchtigkeit verwendet (vgl. Kapitel 6). Zusätzlich wird für die Warmwasserbereitung ein Teillastbetrieb des Ventilators angenommen. Der angesaugte Luftvolumenstrom beträgt 30% vom maximalen Luftvolumenstrom. Die Kondensatortemperatur beträgt 60°C , wie auch in den vorherigen Fällen.

Tabelle 22: Betriebspunkte der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit Abluftbeimischung

Betriebspunkte		
KfW 40	COP	Heizleistung
A-8,6/W35	3,11	1,76 kW
A0,1/W36	3,75	0,92 kW
A4/W37	4,89	0,53 kW
A7,1/W38	5,64	0,33 kW
KfW 55	COP	Heizleistung
A-8,4/W35	3,11	2,15 kW
A0,4/W35	3,75	1,27 kW
A4,3/W35	4,89	0,86 kW
A7,3/W35	5,64	0,54 kW
Warmwasserbereitung		
	COP	Leistung
	2,7	2,26 kW

Der Aufbau der Simulation bleibt unverändert. Dennoch werden die Betriebspunkte der Wärmepumpe und die Heizwärmebedarfe der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen Simulation verwendet.

9.3 Pufferspeicher

Ein Pufferspeicher ist ein Wärmespeicher in Form eines Wassertanks, welcher mit Heizwasser gefüllt ist. Wie auch der Warmwasserspeicher kann der Pufferspeicher helfen, die Wärmeerzeugung zeitlich von dem Wärmeverbrauch zu trennen. Dadurch kann die Wärmepumpe effizienter takten, wodurch die Ein- und Ausschaltintervalle verringert werden, was zu einem geringeren Verschleiß führt. Des Weiteren kann das gespeicherte warme Wasser im Pufferspeicher zum Enteisen der Wärmepumpen-Außeneinheit genutzt werden.

Durch den Einsatz eines Pufferspeichers kann die Wärmepumpe in Stunden mit besseren Gegebenheiten, wie etwa ein geringerer Wärmebedarf oder eine höhere Wärmequellentemperatur, den Speicher beladen. Der beladene Speicher gibt seine Wärme ab, sobald die Wärmepumpe nicht mehr effizient arbeiten kann oder um den Einsatz eines Heizstabes bei Wärmebedarfen, die die maximale Wärmepumpenleistung überschreiten, zu verhindern.

Während der Speicher beladen und seine Temperatur höher ist als die seiner Umgebung, stellen sich Wärmeverluste ein. Diese sind abhängig vom Oberfläche-Volumen-Verhältnis. Das Volumen ist maßgeblich dafür, welche Speicherkapazität der Pufferspeicher hat, und über seine Oberfläche verliert der Speicher an Wärme. Das bedeutet, je größer das Volumen des Speichers ist, desto mehr Wärme kann er speichern und je größer die Oberfläche des Speichers ist, desto schneller verliert er Wärme. Zudem ist die Dämmung des Speichers entscheidend für die Wärmeverluste.

Nach dem Internetbeitrag von Vaillant „Vorlauftemperatur: Fußbodenheizung & Heizanlage richtig einstellen“ wird bei einer Vorlauftemperatur von 35°C eine Spreizung zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur von 10 K eingestellt [50]. Damit ergibt sich eine Rücklauftemperatur von 25°C. Diese 10 K Temperaturdifferenz zwischen Heizungsvor- und -rücklauf sind gleichzeitig auch theoretisch die vorherrschende Temperaturdifferenz im Pufferspeicher.

Als Speichergröße wird eine Standard-Baugröße mit einem Fassungsvermögen von 500 Litern bzw. 500 kg Wasser m_{Wasser} gewählt. Bei einer spezifischen Wärmekapazität von Wasser $c_{p,Wasser}$ mit $1,163 \frac{Wh}{kg \cdot K}$ und einer Temperaturdifferenz $\Delta T_{Speicher}$ von 10 K ergibt sich eine Speicherkapazität von 5,815 kWh (vgl. Formel (27)). In einer -2°C kalten Nacht kann der Speicher beispielsweise das KfW 40 Gebäude ohne WRG durch die Lüftungsanlage für knapp 2,5 Stunden mit Wärme versorgen. Im KfW 40 Gebäude mit WRG durch die Lüftungsanlage kann der Speicher den Heizwärmebedarf für über 5 Stunden decken.

$$Speicherkapazität = m_{Wasser} * c_{p,Wasser} * \Delta T_{Speicher} \quad (27)$$

Laut des Planungstools für Gebäude und Quartiere „nPro“ ist für Speicher mit einem Volumen kleiner als 0,75 m³ 10% der gespeicherten Energie ein typischer Wärmeverlust [29]. Dieser wird bei der folgenden Simulation berücksichtigt. Um die Effekte der Einbindung eines Pufferspeichers in die betrachteten Heizsysteme zu betrachten, muss der Speicher detailliert simuliert und in das Betriebsverhalten der Wärmepumpen eingebaut werden. Die Ausarbeitung dessen würde den Rahmen dieser Bachelorarbeit jedoch übersteigen. Dieses Kapitel soll nur eine Benennung für diese Optimierungsmöglichkeit und eine Anregung für weitere Forschungsarbeiten sein.

9.4 Ergebnisse und Vergleich

In Abbildung 42 ist der jährliche Strombedarf zur Warmwasserbereitung im Vergleich zu sehen. In den Vergleich werden die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, die Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit zusätzlicher Außenluftbeimischung und die Warmwasser-Wärmepumpe mit der gebäudeinternen Abwasserwärmenutzung einbezogen. Aufgrund des höheren COP bei der gebäudeinternen Abwasserwärmenutzung von 4,27 fällt bei dieser Variante der geringste Strombedarf für die Warmwasserbereitung an. Der jährliche Strombedarf bei dieser Variante beträgt 412,1 kWh. Damit wird der Strombedarf für die Warmwasserbereitung im Vergleich zur Außenluft/Wasser-Wärmepumpe um 37,9% verringert und im Vergleich zur effizientesten Betriebsart der Abluft/Wasser-Wärmepumpe um 26% verringert. Es muss aber beachtet werden, dass es sich hierbei um eine grobe Analyse handelt. Bei einer genauen Untersuchung dieser Optimierungsmöglichkeit können die Ergebnisse anders ausfallen. Durch diese Ausarbeitung wird die potenzielle energetische Effizienz dieser Optimierung aufgezeigt und bietet die Grundlage für eine tiefgreifendere Analyse.

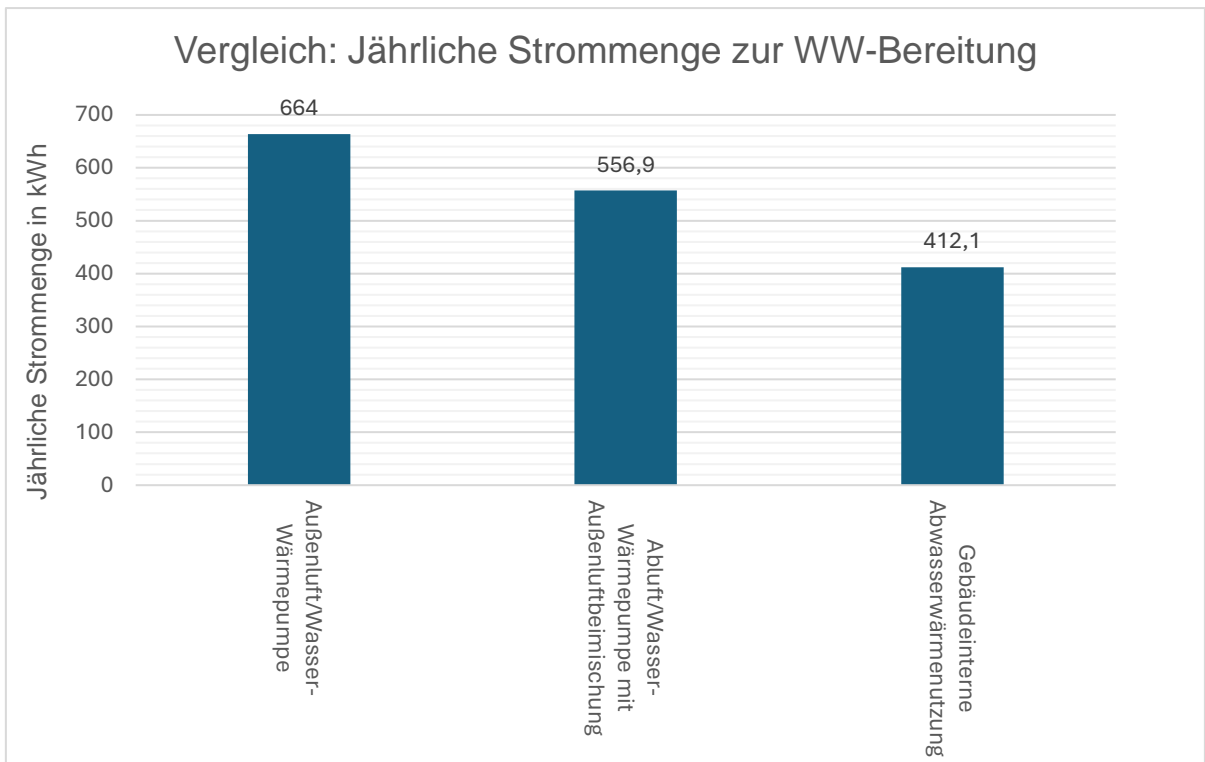


Abbildung 42: Strommengen-Vergleich zur WW-Bereitung mit der gebäudeinternen Brauchwasserwärmenutzung

Mit einem jährlichen Strombedarf von 934,8 kWh im KfW 40 Gebäude und 1184 kWh im KfW 55 Gebäude stellt das Szenario der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit zusätzlicher Abluftbeimischung nach der WRG durch die Lüftungsanlage die energieeffizienteste Lösung dar (vgl. Tabelle 23, Tabelle 18 und Tabelle 19).

Tabelle 23: Simulationsergebnisse Abluftwärmenutzung nach der Wärmerückgewinnung mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe

	KfW 40 Außenluft und WRG + Abluft	KfW 55 Außenluft und WRG + Abluft
ges. Strombedarf [kWh]	934,8	1184
WP-Heiz-Strombedarf [kWh]	283,1	532,2
WP-Heiz-Wärmemenge [kWh]	1117,3	2119,1
durchschn. COP Heizen	3,947	3,982
WP-WW-Strombedarf [kWh]	651,7	651,8
WP-WW-Wärmemenge [kWh]	1759,7	1759,7
durchschn. COP WW	2,700	2,700
Heizpatrone Strombedarf [kWh]	0	0

Der COP für die Warmwasserbereitung ist im Vergleich zu der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe +0,05 erhöht, doch im Vergleich zur Abluft/Wasser-Wärmepumpe -0,2 bis -0,46

geringer. Die COP im Heizbetrieb fallen höher aus, als die der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe ohne Abluftbeimischung. Die Abluft/Wasser-Wärmepumpe erreicht in allen Szenarien weiterhin die höchsten COP im KfW 40 Gebäude und mit der zusätzlichen Außenluftbeimischung auch im KfW 55 Gebäude.

Der jährliche Strombedarf der untersuchten Variante ist im KfW 40 Gebäude um mehr als 50% geringer als die Varianten, die ausschließlich Abluft als Wärmequelle nutzen. Auch der Strombedarf der Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit zusätzlicher Außenluftbeimischung ist 47,5% höher. Die Stromeinsparnisse zu der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe fallen geringer aus. Im Vergleich zwischen den beiden Varianten wird knapp 2% an Strom eingespart, wenn die Abluft nach der WRG der Außenluft als Wärmequelle beigemischt wird (vgl. Abbildung 43). Dabei werden 5,4 kWh beim Heizen und 12,3 kWh bei der Warmwasserbereitung eingespart.

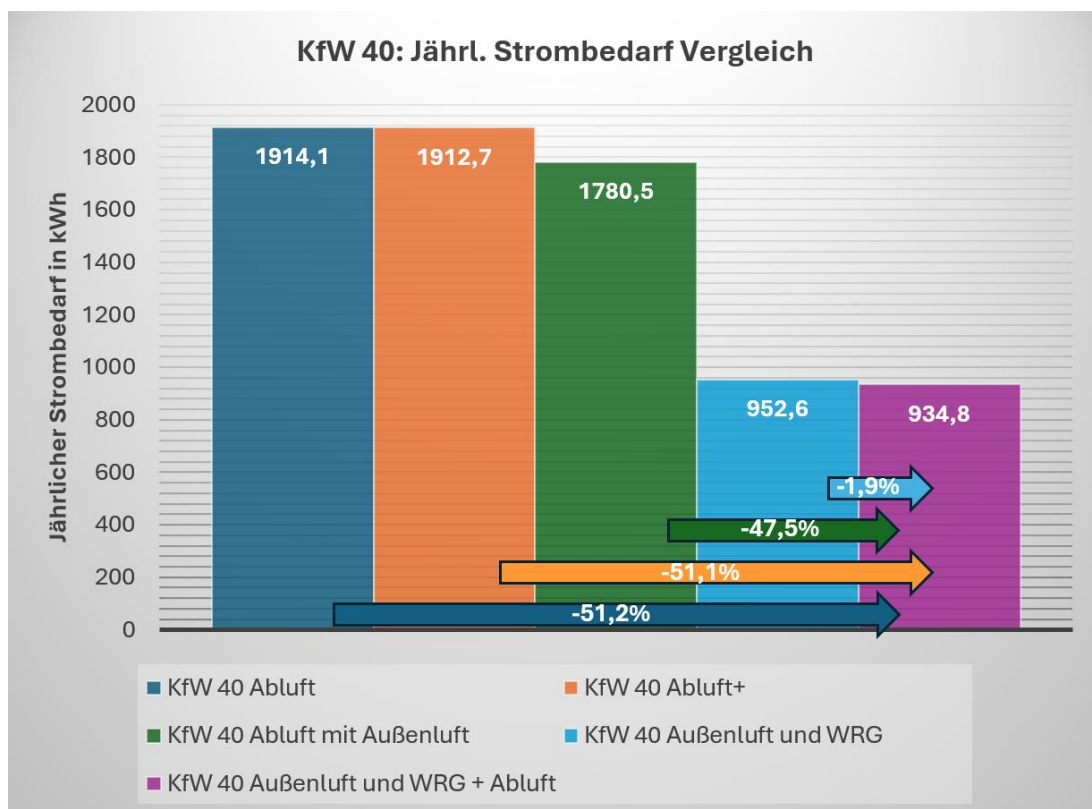


Abbildung 43: KfW 40: Jährlicher Strombedarf Vergleich

Auch im KfW 55 Gebäude kann mit der untersuchten Optimierungsmöglichkeit im Vergleich zur ausschließlichen Abluftwärmenutzung mehr als 50% des jährlichen Strombedarfs eingespart werden. Durch die zusätzliche Außenluftbeimischung der Abluft/Wasser-Wärmepumpe verringert sich die Stromeinsparung auf 44,2 %. Im Vergleich zum „Normalbetrieb“ der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe kann 2% des Strombedarfs eingespart werden (vgl. Abbildung 44). Dabei werden 11,6 kWh beim Heizen und 12,2 kWh bei der Warmwasserbereitung eingespart. Die Differenz zwischen den Stromeinsparungen bei der Warmwasserbereitung im KfW 40 Gebäude und im KfW 55 Gebäude (0,1 kWh) entstehen durch einen leicht unterschiedlichen Speicherfüllstand am Ende des simulierten Jahres.

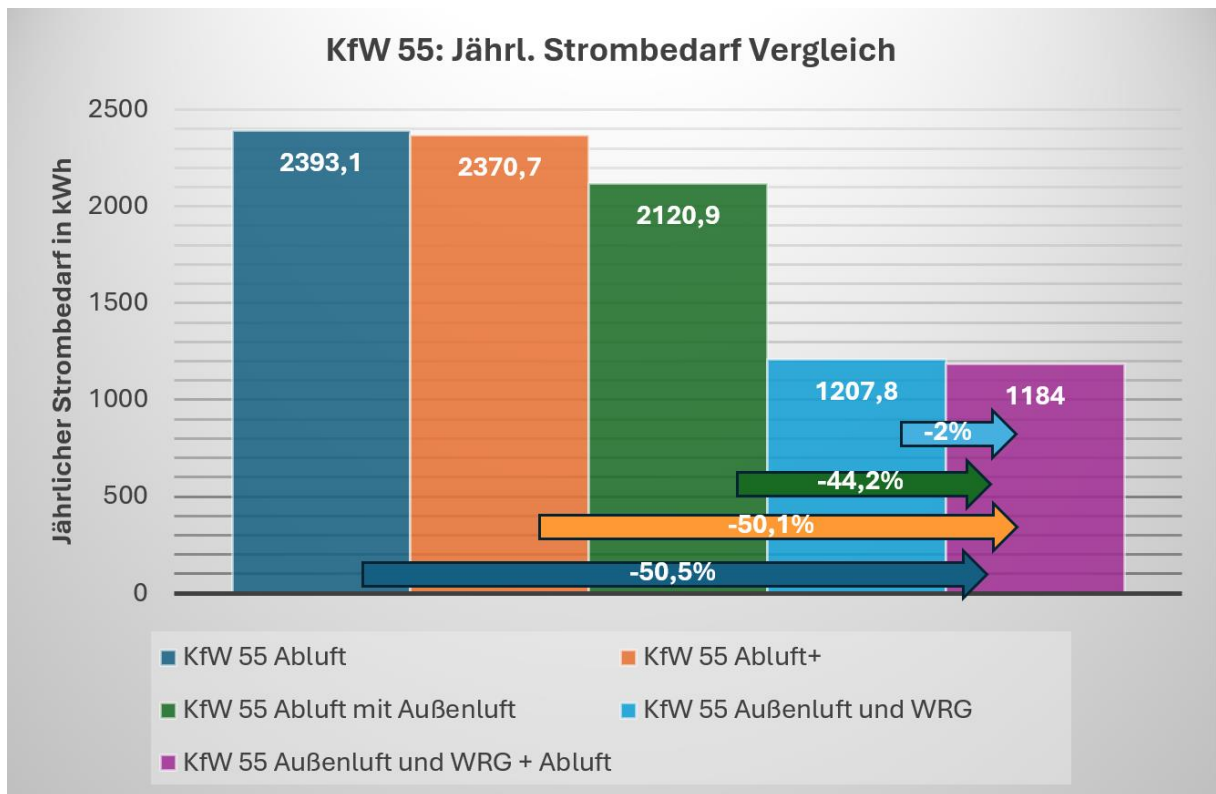


Abbildung 44: KfW 55: Jährlicher Strombedarf Vergleich

Bei der Anwendung im KfW 40 Gebäude wird mit der untersuchten Optimierung im Vergleich zur Abluft/Wasser-Wärmepumpe mehr Strom und im Vergleich zur Außenluft/Wasser-Wärmepumpe weniger Strom prozentual eingespart als im KfW 55 Gebäude. Der Grund dafür kann der Wärmebedarfsanteil für die Warmwassererzeugung am gesamten Wärmebedarf sein. Ist der Anteil der Warmwassererzeugung am gesamten Wärmebedarf geringer, nimmt die Effizienzänderung im Heizbetrieb einen größeren Einfluss auf die Änderung des jährlichen Strombedarfs. Daraus lässt sich schließen, dass bei besser werdender Wärmedämmung die Effizienz bei der Warmwasserbereitung für die Energieeffizienz des Gesamtsystems immer relevanter wird und einen großen Einfluss auf die Jahresarbeitszahl hat. Allerdings lässt sich im Hamburgischen Klimaschutzgesetz nachlesen, dass in Hamburg seit dem 01.01.2024 die Verpflichtung eingeführt worden, alle Neubauten mit einer Photovoltaikanlage auszustatten. Durch eine Photovoltaikanlage kann ein Anteil des produzierten Stroms genutzt werden, um einen Teil des Strombedarfs zu decken. Dieser Effekt kann der geringeren Effizienz der Wärmepumpe bei der Warmwasserbereitung hinsichtlich des Strombedarfes entgegenwirken.

Auf Basis der jährlichen Stromeinsparung durch die Optimierung im Vergleich zur Außenluft/Wasser-Wärmepumpe lassen sich die groben Mehrkosten abschätzen, bei der die Optimierung noch wirtschaftlich wäre. Wird als Arbeitspreis eines Wärmepumpen-Stromtarifes $25 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}}$ angenommen und die Ersparnisse auf eine Dauer von 20 Jahren hochgerechnet, ergibt sich für das KfW 40 Gebäude eine Summe von 89 Euro und für das KfW 55 Gebäude von 119 Euro. Diese Beträge werden mit folgender Formel berechnet:

$$\text{Kosten} = (\text{Strombedarf}_{\text{vorher}} - \text{Strombedarf}_{\text{nachher}}) * \text{Arbeitspreis} * 20 \text{ Jahre} \quad (28)$$

Diese geringen Investitionssummen lassen vermuten, dass die Optimierung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe um eine zusätzliche Abluftwärmenutzung nach der

Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage in diesem Anwendungsfall nicht wirtschaftlich wäre. Allerdings könnte es in Systemen mit höheren Energiebedarfen, wie etwa in Mehrfamilienhäusern, Bürogebäuden oder Hotels zu einem wirtschaftlichen Ergebnis kommen. Jedoch werden diese Anwendungsfälle in dieser Arbeit nicht weiter analysiert.

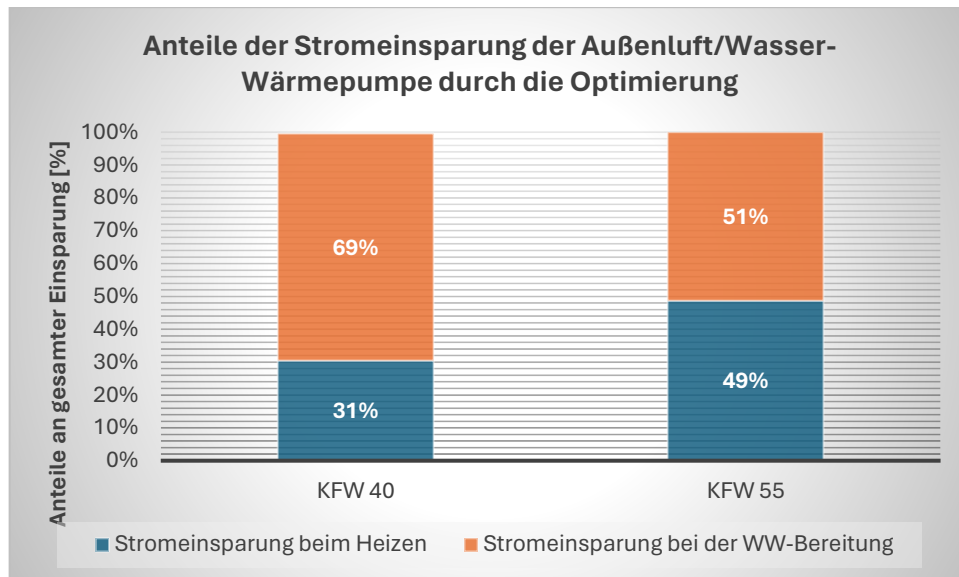


Abbildung 45: Anteile der Stromeinsparung der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe durch die Optimierung

Im Folgenden werden die Ursprünge der Stromeinsparungen durch die Optimierung in Bezug auf die zweit-effektivsten Variante, der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe im Normalbetrieb, betrachtet. Die Anteile an den gesamten Stromeinsparungen werden in Stromeinsparungen durch Heizen und Warmwasserbereitung unterteilt und mit der Abbildung 45 veranschaulicht. Beim Anwendungsfall im KfW 40 Gebäude gehen 69% der Stromeinsparungen durch die Optimierung auf die Warmwasserbereitung und 31% auf die Beheizung zurück (vgl. Abbildung 45). Danach setzt sich der Strombedarf aus 30,3% für die Beheizung und aus 69,7% für die Warmwasserbereitung zusammen.

Mit der Optimierung im KfW 55 Gebäude gehen 51% der Stromeinsparung auf die Warmwasserbereitung und 49% der Stromeinsparung auf die Beheizung zurück (vgl. Abbildung 45). Danach besteht der Strombedarf aus 44,9% Strom für die Beheizung und 55,1% Strom für die Warmwasserbereitung. Mit der betrachteten Variante steigt der durchschnittliche COP beim Heizen im KfW 40 Gebäude von 3,873 auf 3,947 (+0,074), im KfW 55 Gebäude steigt der durchschnittliche COP von 3,897 auf 3,982 (+0,085). In beiden Gebäuden steigt der COP bei der Warmwasserbereitung von 2,65 auf 2,70 (+0,05).

Aus der Zusammensetzung des Strombedarfes, den Anteilen an der Stromeinsparung und den COP-Änderungen lässt sich erkennen, dass das größte Potenzial zum Einsparen von Energie in einer effizienteren Warmwasserbereitung liegt. Durch die geringen Transmissionswärmeverluste und die verringerten Lüftungswärmeverluste bekommt der konstante Wärmebedarf für die Warmwasserbereitung einen immer größer werdenden Anteil am gesamten Wärmebedarf. Obwohl die Steigung des COP durch die Optimierung bei der Warmwasserbereitung geringer ausfällt als bei der Beheizung wird bei der Warmwasserbereitung der größte Stromanteil eingespart.

10 Zusammenfassung und Fazit

In dieser Arbeit wird die Energieeffizienz der Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe verglichen und bewertet. Um möglichst allgemeingültige Ergebnisse zu erhalten, werden zunächst zwei Durchschnitts-Einfamilienhäuser mit den Baustandards KfW 40 und KfW 55 erstellt. Anhand dieser Gebäude lassen sich die Wärmebedarfe und Lastgänge in Abhängigkeit von der Außentemperatur berechnen. Des Weiteren wird für den Anwendungsfall der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe eine geeignete, handelsübliche Lüftungsanlage ausgewählt und ihre, ebenfalls von der Außentemperatur abhängigen, Wärmerückgewinnungsgrade berechnet. Außerdem wird eine Wärmekapazität der Gebäudehülle für die thermische Trägheit des Gebäudes angenähert und für das weitere Vorgehen verwendet.

Als Abluft/Wasser-Wärmepumpe wird die „NIBE S735“ vom Wärmepumpenhersteller NIBE ausgewählt und ihre gebäudespezifischen Betriebspunkte berechnet. Der Betrieb wird dabei in drei verschiedene Betriebsarten unterteilt. Es werden der Betrieb mit der Abluftwärmenutzung bei konstanter Luftwechselrate, der Betrieb mit der Abluftwärmenutzung bei möglicher Erhöhung der Luftwechselrate und der Betrieb mit der Abluftwärmenutzung und zusätzlicher Außenluftbeimischung betrachtet.

Als geeignete Außenluft/Wasser-Wärmepumpe wird die „Vaillant VWL 35/5 AS 230V S2 + VWL 58/5 IS“ vom Wärmepumpenhersteller Vaillant ausgewählt und die gebäudespezifischen Betriebspunkte berechnet.

Anschließend werden beide Wärmepumpen mit den verschiedenen Betriebsarten mit dem Simulationstool TOP Energy für die Anwendungen in den KfW 40 und KfW 55 Gebäuden simuliert. Dabei wird für jede Wärmepumpe und jede Betriebsart ein eigenes Szenario erstellt. Es zeigt sich, dass die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe durchaus energieeffizienter ist und einen geringeren jährlichen Strombedarf als die Abluft/Wasser-Wärmepumpe hat. Je nach Betriebsart der Abluft/Wasser-Wärmepumpe ist der jährliche Strombedarf der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe im KfW 40 Gebäude 46% bis 50% geringer und im KfW 55 Gebäude 43% bis 50% geringer. Eine zentrale Erkenntnis hierbei ist, dass bei Anwendung der Abluft/Wasser-Wärmepumpe trotz besseren durchschnittlichen COP im Heiz- und Warmwasserbetrieb ein erheblich höherer jährlicher Strombedarf entsteht. Wegen der ausschließlichen Abluftwärmenutzung durch die Wärmepumpe verbessert sich zwar der COP, jedoch steigt gleichzeitig der Wärmebedarf an.

Daraufhin werden Optimierungsmöglichkeiten beider Wärmepumpensysteme herausgearbeitet. Zum einen kann die Effizienz bei der Warmwasserbereitung gesteigert werden, wenn gebäudeinternes Abwasser als Wärmequelle genutzt wird. Dabei kann die Wärmepumpe bei einem COP von 4,27 Brauchwasser auf 55°C erwärmen, wodurch sich jährlich im Vergleich zur Abluft/Wasser-Wärmepumpe je nach Betriebsart 145 kWh bis 205 kWh und im Vergleich zur Außenluft/Wasser-Wärmepumpe 252 kWh Strom einsparen lässt. Des Weiteren kann die Effizienz der Systeme gesteigert werden, wenn zusätzlich zu der Außenluftwärme auch die Abluftwärme, nach der Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage, genutzt wird. Für diesen Wärmepumpenbetrieb werden die gebäudespezifischen Betriebspunkte berechnet und mit TOP-Energy wird der Betrieb für ein Jahr simuliert. Mit dieser Optimierung kann im Vergleich zur Außenluft/Wasser-Wärmepumpe im KfW 40 Gebäude 1,9% und im KfW 55 Gebäude 2% am jährlichen Strombedarf eingespart werden. Als letztes wird der Pufferspeicher als mögliche Optimierung des

Wärmepumpensystems behandelt. Mithilfe des Pufferspeichers kann die Wärmepumpe zu Zeiten mit besseren Randbedingungen, wie eine höhere Außentemperatur, effizienter betrieben werden. Durch einen Pufferspeicher lässt sich die Taktung der Wärmepumpe besser kontrollieren und der Verschleiß der Wärmepumpe kann verringert werden.

Ausblick

Diese Arbeit soll eine Grundlage für zukünftige Forschungsprojekte darstellen. Beispielsweise können weitere Anwendungsfälle der Abluft/Wasser-Wärmepumpe und der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe mit der zusätzlichen Abluftbeimischung nach der Wärmerückgewinnung durch die Lüftungsanlage betrachtet und die energetische Effizienz analysiert werden. Dieses Kapitel soll als Impuls für die weitere wissenschaftliche Auseinandersetzung mit diesem zukunftssträchtigen Thema dienen.

Mögliche, vielversprechende Anwendungsfälle für die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, die zusätzlich die Wärme der Abluft nach der Wärmerückgewinnung nutzt, sind Gebäude mit einem hohen Verhältnis vom Abluftvorkommen zum Heizwärmebedarf. Darüber hinaus kann die Wirtschaftlichkeit bei einer größeren Skalierung des Systems zusätzlich erhöht werden. Dieser Fall könnte bei größeren Gebäuden mit höheren Wärmebedarfen zustande kommen, bei denen die Investitionskosten in die Heiz- und Klimatechnik höher ausfallen, als in den hier betrachteten Einfamilienhäusern. Beispiele für diese Gebäude könnten Mehrfamilienhäuser und Bürogebäude mit einer verhältnismäßig guten Wärmedämmung sein. Auch die Möglichkeit gebäudeinternes Abwasser als Wärmequelle für eine Wärmepumpe zu nutzen, könnte eine effiziente und wirtschaftliche Möglichkeit für Mehrfamilienhäuser, Bürogebäude und andere Einrichtungen wie Krankenhäuser sein.

Des Weiteren könnte in zukünftigen Arbeiten die Effizienzsteigerung und die Wirtschaftlichkeit durch die Einbindung eines Pufferspeichers in einem Wärmepumpensystem analysiert werden. Dabei wäre von großer Bedeutung die Gestaltung und Entwicklung sinnvoller Regelungen für die Einspeisung der Wärmepumpe bei möglichst hohem COP und möglichst geringem Taktverhalten. Diese Regelungen können auch für eine wirtschaftliche Einbindung des Speichers in Hinsicht auf dynamische Stromtarife entwickelt werden. Zudem könnte untersucht werden, wie sich der entstehende Strombedarf ändert, sobald die Speichertemperatur angepasst oder variable gestaltet wird. Für diese Ausarbeitung könnten bei verschiedenen Temperaturdifferenzen Messungen der Temperaturen in den verschiedenen Zonen des Speichers und darauffolgend Berechnungen der Speicherkapazität eine wertvolle Grundlage darstellen. Mithilfe eines Wärmespeichers können Lastspitzen abgedeckt werden, wodurch die Wärmepumpe kleiner dimensioniert werden kann. Dieser Effekt sollte ebenfalls weitergehend untersucht werden.

Die Erkenntnisse der energetischen Vergleiche verschiedener Heizungs- und Klimatisierungstechnologien, wie unter anderem Wärmepumpensysteme, könnten maßgeblich für die Anpassung staatlicher Förderprogramme zur Erreichung der Klimaziele sein. Zudem könnten daraus Empfehlungen für Gebäude verschiedener Sektoren erstellt werden, die in Machbarkeitsstudien zu Energiekonzepten berücksichtigt werden können.

Quellenverzeichnis

- [1] ALBERT Haus GmbH & Co. KG: Das Durchschnittshaus in Zahlen - ALBERT Haus. „<https://www.albert-haus.de/das-durchschnittshaus-in-zahlen/>“, Abruf am: 01.06.2024.
- [2] Berzins, R.: Überhitzung des E-Ventil messen und einstellen. „https://kreativekiste.de/kaeltetechnik-ueberhitzung-des-e-ventil-messen-einstellen“ Abruf am: 03.06.2024.
- [3] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle: Förderprogramm im Überblick, „https://www.bafa.de/DE/Energie/Heizen_mit_Erneuerbaren_Energien/Foerderprogramm_im_Ueberblick/foerderprogramm_im_ueberblick_node.html“ Abruf am: 01.06.2024.
- [4] Bundesministerium für Wohnen, Stadtentwicklung und Bauwesen: Sofortprogramm mit Klimaschutz-maßnahmen für den Gebäudesektor vorgelegt. <https://www.bmwsb.bund.de/SharedDocs/pressemitteilungen/Webs/BMWSB/DE/2022/07/sofortprogramm-klimaschutz-gebaeude.html>, Abruf am: 01.06.2024.
- [5] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft: Trinkwasserverwendung im Haushalt 2021. „https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/2_abb_trinkwasserverwendung-hh_2022-10-14.png“, Abruf am: 03.06.2024.
- [6] Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V.: Wärmen und Kühlen mit Abwasser. „<https://www.waermepumpe.de/waermepumpe/funktion-waermequellen/abwasser/>“ Abruf am: 03.06.2024.
- [7] Deckert, S.: Deckenhöhe Neubau: Wovon hängt die Raumhöhe ab?. Das Haus, 2022.
- [8] Deutscher Bundestag: Gebäudeenergiegesetz Anlage 1 – GEG. Deutscher Bundestag, 2024.
- [9] DIN V 4108: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden Teil 6, Juni 2003.
- [10] DIN EN 12831: Energetische Bewertung von Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast - Teil 3, September 2017.
- [11] DIN V 18599: Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 2, September 2018.
- [12] DIN V 18599: Energetische Bewertung von Gebäuden Teil 6, September 2018.
- [13] DIN 4018: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden Teil 3 Tabelle 2, Oktober 2018.
- [14] DIN 1946: Raumluftechnik - Teil 6, Dezember 2019.
- [15] Döbbelin, P.: Simulationsbasierte Bewertung des isentropen Wirkungsgrades von Kältemittelverdichtern für Wärmepumpen. RWTH Aachen, „<https://www.ebc.eonerc.rwth-aachen.de/cms/E-ON-ERC-EBC/Studium/Studien-und-Abschlussarbeiten/Abgeschlossene-Studien-und-Abschlussarb/Bachelorarbeiten/~rpizo/Bachelorarbeit-Philipp-Doebbelin/>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [16] energie + innovation: Die Verwendung des h-x-Diagramms. „<https://energieundinnovation.de/index.php/anwendungen/trocknen/h-x-diagramm>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [17] Fachbereich Wirtschaft und Verkehr, Ernährung und Landwirtschaft: Die Wärmewende in Deutschland – Bedeutung, Ziele und Umsetzbarkeit, 2023.
- [18] Frischgesell, H.: Skript zur Vorlesung „Solare Energiebereitstellung“. Hochschule für angewandte Wissenschaften, Hamburg. 2023.
- [19] Gesellschaft zur Förderung angewandter Informatik e.V.: Einführung in TOP-Energy. „<https://top-energy.gfai.de/documentation/3-0/index.php/kb/einfuehrung-in-top-energy/>“, Abruf am: 10.06.2024.

- [20] Ingenieurbüro Junge: Mechanische Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung zur Reduzierung der Luftwechselrate. „<https://www.xn--ing-bro-junge-0ob.de/html/luftungsanlagen.html#:~:text=W%C3%A4rmebereitstellungsgrade%20von%2060%20bis%2090,Kombination%20mit%20Heizfunktionen%20ist%20m%C3%B6glich>“, Abruf am: 02.06.2024.
- [21] inVENTer GmbH: Technisches Datenblatt - Centra.
- [22] JACOB Group: 2.0 Beispiel Dimensionierung und Druckverlustberechnung einer Absaugleitung. „<http://www.jacob-rohre.com/web/berechnu/beispi2/beispiel.html>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [23] Kern-Haus AG: Satteldach – Vorteile, Definition und Neigung im Überblick. „<https://www.kern-haus.de/ratgeber/baulexikon/satteldach/#:~:text=Am%20weitesten%20verbreitet%20in%20unseren,die%20Dachneigung%20zu%20steil%20ausf%C3%A4hlt>“, Abruf am: 01.06.2024.
- [24] Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW): Anlage zum Merkblatt Energieeffizient Bauen – Technische Mindestanforderungen, 2020.
- [25] Kümple, N.: COP - Maß für die Effizienz von Wärmepumpen. „<https://www.wegatech.de/ratgeber/waermepumpe/grundlagen/cop/#das-bedeutet-die-copangabe-der-hersteller>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [26] Leimer, H., Dreher, C., Schnittger, K.: Untersuchung zur Wirtschaftlichkeit von Energieeinsparmaßnahmen an Gebäuden im Bestand. Hochschule für angewandte Wissenschaften und Kunst, Hildesheim.
- [27] Neuffer Fenster + Türen GmbH: Haustür Maße » Standardmaße und individuelle Größen, 2024. „<https://www.fensterversand.com/haustuer-masse.php>“, Abruf am: 01.06.2024.
- [28] NIBE Industrier: Installateurhandbuch – Abluftwärmepumpe NIBE S735, 2022.
- [29] nPro Energy: Wärmeverluste in Wärmespeichern. „<https://www.npro.energy/main/de/help/heat-storage-loss>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [30] O. Verf.: Logp-h-Diagramm R290. „<https://i2.wp.com/hvac-eng.com/wp-content/uploads/2020/04/Logp-h-diagram-R290.png>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [31] O. Verf.: Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung - Wohnraumlüftung. „<https://www.energiesparen-im-haushalt.de/energie/bauen-und-modernisieren/hausbau-regenerative-energie/energiebewusst-bauen-wohnen/emission-alternative-heizung/lueftungsanlage.html>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [32] O. Verf.: Energietrichter – Wärmerückgewinnung aus Abwasser. TGA-Fachplaner, 2006.
- [33] O. Verf.: Verflüssiger und Wärmetauscher in Wärmepumpen. „<https://www.energie-experten.org/heizung/waermepumpe/technik/verfluessiger>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [34] O. Verf.: Energiebedarf Heizen nach DIN 4108-6 - Heizen-Kühlen-Sparen. „<https://www.heizen-co2-sparen.de/grundlagen-der-berechnung/energiebedarf-heizen-1>“, Abruf am: 02.06.2024.
- [35] O. Verf.: Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen: Kennzahlen und Berechnungen. „<https://www.energie-experten.org/heizung/waermepumpe/leistung/jahresarbeitszahl>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [36] O. Verf.: Vorreiter in der Klimapolitik. „<https://www.tatsachen-ueber-deutschland.de/de/deutschland-auf-einen-blick/vorreiter-der-klimapolitik#:~:text=Seit%20Mai%202021%20sind%20eindeutige,soll%20Deutschland%20schlie%C3%9Flich%20Treibhausgasneutralit%C3%A4t%20erreichen>“, Abruf am: 01.06.2024.
- [37] O.Verf.: Sonne bunkern – Wärmespeichervermögen von Außenwänden. „<https://www.db-bauzeitung.de/bauen-im-bestand/energetisch-sanieren/waermespeichervermoegen-sonne-bunkern/>“, Abruf am: 03.06.2024.

- [38] O.Verf.: ETA-TOP 10: Die besten BAFA-Luftwärmepumpen 2023. „<https://www.energie-experten.org/news/eta-top-10-die-besten-bafa-luftwaermepumpen-2023>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [39] Plag, R.: Berechnung des Hitzeschutzes. „<https://www.ubakus.de/berechnung-des-hitzeschutzes/#>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [40] R+V-Rechtsschutzversicherung: Die richtige Wohnflächen-berechnung. „<https://www.ruv.de/hausratversicherung/wohnflaechenberechnung#:~:text=Wohnfl%C3%A4chenberechnung%20nach%20der%20Wohnfl%C3%A4chenverordnung&text=Wohnfl%C3%A4che%20unterhalb%20von%20Schr%C3%A4gen%20oder,Fl%C3%A4che%20zu%20100%20Prozent%20angerechnet>“ Abruf am: 02.06.2024.
- [41] SBZ Monteur.: Log(p), h-Diagramm. „<https://www.sbz-monteur.de/gut-zu-wissen/logp-h-diagramm>“, Abruf am: 03.06.2024.
- [42] Statista: Wärmepumpen - Absatz nach Art bis 2023. „<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/1381045/umfrage/absatz-von-waermepumpen-in-deutschland-nach-art-der-waermepumpe/>“, Abruf am: 01.06.2024.
- [43] Statistisches Bundesamt: Von Januar bis November 2020 genehmigte Wohnungen: 59 % in Mehrfamilienhäusern. „https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2021/02/PD21_N015_44.html#:~:text=Diese%20Wohnungen%20hatten%20eine%20durchschnittliche,Einfamilienh%C3%A4usern%20betrug%20durchschnittlich%20152%20Quadratmeter“, Abruf am: 01.06.2024.
- [44] STIEBEL ELTRON GmbH & Co. KG: Planung und Installation – Warmwasser. S.42.
- [45] Swep International A.B.: Verflüssiger. „<https://www.swep.de/losungen/condensers/#:~:text=Unterk%C3%BChlen,vor%20dem%20Expansionsventil%20zu%20verhindern>“ Abruf am: 03.06.2024.
- [46] TEGA - Technische Gase und Gastechnik GmbH: Dampfdrucktabelle R 410A, 2020.
- [47] TEGA - Technische Gase und Gastechnik GmbH: Dampfdrucktabelle R 290, 2020.
- [48] Ullrich, H.: Bundesinnung der Mechatroniker Kälte- und Klimatechnik – Thema 7: Energetische Optimierung von Kälteanlagen, Robert Schiessl GmbH.
- [49] Vaillant GmbH: uniTOWER VWL 48 ... 128/5 IS – Installateurhandbuch.
- [50] Vaillant GmbH: Vorlauftemperatur: Fußbodenheizung & Heizanlage richtig einstellen. „<https://www.vaillant.de/heizung/heizung-verstehen/tipps-rund-um-ihre-heizung/vorlauf-rucklauf-temperatur/>“ Abruf am: 03.06.2024.
- [51] Vaillant GmbH: aroTherm VWL 35/5 AS 130 V (S2) ... VWL 125/5 AS (S2) – Installateurhandbuch, 2022.
- [52] Verbraucherzentrale: Lüftungsanlage und Konzept: Was Sie für die Planung wissen müssen. „<https://www.verbraucherzentrale.de/wissen/energie/energetische-sanierung/lueftungsanlage-und-konzept-was-sie-fuer-die-planung-wissen-muessen-5411>“ Abruf am: 03.06.2024.

Anhang

Analoger Anhang

Anhang A: Technische Datenblätter	73
Anhang A-1: NIBE S735 Technische Datenblätter	73
Anhang A-2: Vaillant VWL 35/5 AS 230V (S2) Technische Datenblätter	76
Anhang A-3: InVENTer Centra 150-D Technische Datenblätter	78
Anhang B: Abbildungen der simulierten Szenarien.....	79
Anhang B-1: Fall A - Nur Abluft, KfW 40.....	79
Anhang B-2: Fall B - Nur Abluft, KfW 55.....	81
Anhang B-3: Fall C - Nur Abluft mit Luftwechselratenerhöhung, KfW 40.....	83
Anhang B-4: Fall D - Nur Abluft mit Luftwechselratenerhöhung, KfW 55.....	85
Anhang B-5: Fall E - Abluft mit Außenluftbeimischung, KfW 40.....	87
Anhang B-6: Fall F - Abluft mit Außenluftbeimischung, KfW 55.....	89
Anhang B-7: Fall G - Nur Außenluft, KfW 40.....	91
Anhang B-8: Fall H - Nur Außenluft, KfW 55.....	93
Anhang B-9: Fall I - Außenluft mit Abluftbeimischung, KfW 40.....	95
Anhang B-10: Fall J - Außenluft mit Abluftbeimischung, KfW 55.....	97

Digitaler Anhang

- Einführung in TOP-Energy
- TOP-Energy Simulationsdatei
- Berechnungen Exceldatei
- Simulationsergebnisse Exceldatei
- Deutscher Wetterdienst - Wetterdaten Exceldatei
- Quellen
- Arbeit als PDF

Anhang A: Technische Datenblätter

Anhang A-1: NIBE S735 Technische Datenblätter

Technische Daten

3x400 V	kW	4	7
Leistungsdaten gemäß EN 14 511			
Heizleistung (P _H) / COP	kW/-	1,01 / 3,41 ¹	1,16 / 3,90 ²
Heizleistung (P _H)/COP	kW/-	1,38 / 4,54 ³	1,57 / 5,19 ⁴
Heizleistung (P _H)/COP	kW/-	4,22 / 3,18 ⁵	5,37 / 2,55 ⁶
SCOP gemäß EN 14 825			
Nennheizleistung (P _{designH})	kW	4	6
SCOP kaltes Klima, 35°C/55 °C		5,02 / 3,70	4,75 / 3,81
SCOP europäisches Durchschnittsklima, 35 °C/55 °C		4,75 / 3,70	4,50 / 3,67
SCOP warmes Klima, 35/55°C		4,45 / 3,41	4,41 / 3,62
Zusatzheizungsleistung			
Max. Leistung Elektroheizpatrone (Werkseinstellung)	kW	9,0 (9,0)	
Energieverbrauchskennzeichnung, europäisches Durchschnittsklima			
Produkteffizienzklasse Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima 35/55 °C ⁷		A+++ / A++	A+++ / A++
Systemeffizienzklasse Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima 35/55 °C ⁸		A+++ / A++	A+++ / A++
Effizienzklasse Brauchwasserbereitung / deklariertes Verbrauchsprofil ⁹		A / XL	A / XL
Elektrische Daten			
Nennspannung	V	400 V 3N - 50 Hz	
Max. Betriebsstrom einschl. Elektroheizpatrone mit 0,0 kW (empfohlene Absicherung).	A	11 (16)	14 (16)
Max. Betriebsstrom einschl. Elektroheizpatrone mit 7,0 kW (empfohlene Absicherung).	A	15 (16)	15 (16)
Max. Betriebsstrom einschl. Elektroheizpatrone mit 9,0 kW (empfohlene Absicherung).	A	20 (20)	22 (25)
Antriebsleistung Heizungsumwälzpumpe	W	75	
Antriebsleistung Abluftventilator	W	170	
Schutzklasse		IPX1B	
Hinsichtlich der Anschlüsse erfüllt das Produkt die technischen Anforderungen nach IEC 61000-3-3			
Die Ausrüstung erfüllt die Anforderungen nach IEC 61000-3-12			
WLAN			
2,412 - 2,484 GHz Maximalleistung	dBm	11	
Funkfrequenzen			
2,405 - 2,480 GHz Maximalleistung	dBm	4	
Kältemittelkreis			
Kältemitteltyp		R290	
GWP Kältemittel		3	
Füllmenge	kg	0,3	0,42
CO ₂ -äquivalent	t	0,0009	0,00126
Heizkreis			
Max. Druck im Heizkreis	MPa (Bar)	0,25 (2,5)	
Ventilation			
Min. Luftvolumenstrom	l/s	17	25
Schall			
Schallleistungspegel gemäß EN 12 102 (L _{W(A)}}) ¹⁰	dB(A)	39-47	40-53
Schalldruckpegel im Aufstellungsraum (L _{p(A)}}) ¹¹	dB(A)	35-43	36-49
Rohranschlüsse			
Heizungsmedium Außendurchm.	mm	22	
Brauchwasser Außendurchm.	mm	22	
Kaltwasser Außendurchm.	mm	22	
Lüftung Ø	mm	125/160	
Brauchwasserspeicher und Heizteil			
Volumen Brauchwasserwärmetauscher	l	4,8	
Brauchwasserspeichervolumen	l	178	
Max. Druck im Brauchwasserspeicher	MPa (Bar)	1,0 (10)	
Kapazität Brauchwasserbereitung gemäß EN 16 147			
Entnahmefähigkeit 40 °C (V _{max}) ¹²	l	223 - 264	
COP (COP _d)		2,80 ¹³	2,76 ¹⁴
Leerlaufverlust (P _{es})	W	56 ¹³	69 ¹⁴
Abmessungen und Gewicht			
Breite	mm	600	
Tiefe	mm	620	
Höhe inkl. FüÙe	mm	2025	
Montagehöhe	mm	2170	
Gewicht	kg	235	248
Korrosionsschutz		Emaillie	

3x400 V	kW	4	7
Art.nr.		066 127	066 133

- 1 A20(12)W35, fr nluftsfl de 17 l/s (61 m³/h) min kompressorfrekvens
- 2 A20(12)W35, fr nluftsfl de 25 l/s (90 m³/h) min kompressorfrekvens
- 3 A20(12)W35, fr nluftsfl de 40 l/s (144 m³/h) min kompressorfrekvens
- 4 A20(12)W35, fr nluftsfl de 70 l/s (252 m³/h) min kompressorfrekvens
- 5 A20(12)W35, fr nluftsfl de 70 l/s (252 m³/h) max kompressorfrekvens
- 6 A20(12)W45, fr nluftsfl de 70 l/s (252 m³/h) max kompressorfrekvens
- 7 Skala f r Produkteffizienzklasse Raumerw rmung: A+++ bis D.
- 8 Skala f r Systemeffizienzklasse Raumerw rmung: A+++ bis G. Die angegebene Systemeffizienz ber cksichtigt den Temperaturregler des Produkts.
- 9 Skala f r Effizienzklasse Brauchwasser: A+ bis F.
- 10 Der Wert variiert je nach gew hlter Ventilatorcurve. F r ausf hrlichere Schalldaten einschließlich Ger usche zum Kanal, siehe nibe.de.
- 11 Der Wert kann je nach D mpfungsverm gen des Raums variieren. Diese Werte gelten bei einer D mpfung von 4 dB.
- 12 Der Wert variiert je nach gew hltem Komfortmodus („Niedrig“, „Mittel“ oder „Hoch“)
- 13 A20(12) fr nluftsfl de 48 l/s (174 m³/h). Varmvattenbehov "Niedrig"
- 14 A20(12) fr nluftsfl de 67 l/s (240 m³/h). Varmvattenbehov "Niedrig"

Energieverbrauchskennzeichnung

INFORMATIONSBLETT

Hersteller		NIBE	
Modell		S735-4	S735-7
Temperatureignung	°C	35 / 55	35 / 55
Deklariertes Verbrauchsprofil Brauchwasserbereitung		XL	XL
Effizienzklasse Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima		A+++ / A++	A+++ / A++
Effizienzklasse Brauchwasserbereitung, europäisches Durchschnittsklima		A	A
Nominelle Heizleistung (P _{designh}), europäisches Durchschnittsklima	kW	4 / 4	6 / 6
Jahresenergieverbrauch Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima	kWh	1523 / 1982	2571 / 3156
Jahresenergieverbrauch Brauchwasserbereitung, europäisches Durchschnittsklima	kWh	1430	1432
Mittlerer Saisonwirkungsgrad Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima	%	187 / 143	177 / 144
Energieeffizienz Brauchwasserbereitung, europäisches Durchschnittsklima	%	117	117
Schalleistungspegel L _{WA} im Innenbereich	dB	42	44
Nominelle Heizleistung (P _{designh}), kaltes Klima	kW	4 / 4	6 / 6
Nominelle Heizleistung (P _{designh}), warmes Klima	kW	4 / 4	6 / 6
Jahresenergieverbrauch Raumerwärmung, kaltes Klima	kWh	1718 / 2332	2905 / 3622
Jahresenergieverbrauch Brauchwasserbereitung, kaltes Klima	kWh	1430	1432
Jahresenergieverbrauch Raumerwärmung, warmes Klima	kWh	1050 / 1370	1695 / 2070
Jahresenergieverbrauch Brauchwasserbereitung, warmes Klima	kWh	1430	1432
Mittlerer Saisonwirkungsgrad Raumerwärmung, kaltes Klima	%	198 / 145	187 / 149
Energieeffizienz Brauchwasserbereitung, kaltes Klima	%	117	117
Mittlerer Saisonwirkungsgrad Raumerwärmung, warmes Klima	%	175 / 134	174 / 142
Energieeffizienz Brauchwasserbereitung, warmes Klima	%	117	117
Schalleistungspegel L _{WA} im Außenbereich	dB	-	-

ENERGIEEFFIZIENZDATEN FÜR DIE EINHEIT

Modell		S735-4	S735-7
Temperatureignung	°C	35 / 55	35 / 55
Temperaturregler, Klasse		VI	
Temperaturregler, Beitrag zur Effizienz	%	4	
Mittlerer Saisonwirkungsgrad der Einheit für die Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima	%	191 / 147	181 / 148
Effizienzklasse der Einheit für die Raumerwärmung, europäisches Durchschnittsklima		A+++ / A++	A+++ / A++
Mittlerer Saisonwirkungsgrad der Einheit für die Raumerwärmung, kaltes Klima	%	202 / 149	191 / 153
Mittlerer Saisonwirkungsgrad der Einheit für die Raumerwärmung, warmes Klima	%	179 / 138	178 / 146

Die angegebene Effizienz für die Einheit berücksichtigt auch den Temperaturregler. Wenn die Einheit um einen externen Zusatzheizungskessel oder Solarwärme ergänzt wird, muss die Gesamteffizienz für die Einheit neu berechnet werden.

Anhang A-2: Vaillant VWL 35/5 AS 230V (S2) Technische Datenblätter

	VWL 35/5 AS 230V (S2)	VWL 55/5 AS 230V (S2)	VWL 75/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS (S2)	VWL 125/5 AS 230V (S2)	VWL 125/5 AS (S2)
Ventilator, Drehzahl, maximal	620 U/min	620 U/min	620 U/min	680 U/min	680 U/min	680 U/min	680 U/min
Ventilator, Luftstrom, maximal	2.300 m³/h	2.300 m³/h	2.300 m³/h	5.100 m³/h	5.100 m³/h	5.100 m³/h	5.100 m³/h

Technische Daten – Kältemittelkreis

	VWL 35/5 AS 230V (S2)	VWL 55/5 AS 230V (S2)	VWL 75/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS (S2)	VWL 125/5 AS 230V (S2)	VWL 125/5 AS (S2)
Material, Kältemittelleitung	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer
Einfache Länge, Kältemittelleitung, minimal	3 m	3 m	3 m	3 m	3 m	3 m	3 m
Einfache Länge der Kältemittelleitung, maximal, Außeneinheit oberhalb Inneneinheit	40 m	40 m	40 m	40 m	40 m	40 m	40 m
Zulässige Höhendifferenz, Außeneinheit oberhalb Inneneinheit	30 m	30 m	30 m	30 m	30 m	30 m	30 m
Einfache Länge der Kältemittelleitung, maximal, Inneneinheit oberhalb Außeneinheit	25 m	25 m	25 m	25 m	25 m	25 m	25 m
Zulässige Höhendifferenz, Inneneinheit oberhalb Außeneinheit	10 m	10 m	10 m	10 m	10 m	10 m	10 m
Anschlusstechnik, Kältemittelleitung	Bördelverbindung	Bördelverbindung	Bördelverbindung	Bördelverbindung	Bördelverbindung	Bördelverbindung	Bördelverbindung
Außendurchmesser, Heißgasleitung	1/2 " (12,7 mm)	1/2 " (12,7 mm)	5/8 " (15,875 mm)	5/8 " (15,875 mm)	5/8 " (15,875 mm)	5/8 " (15,875 mm)	5/8 " (15,875 mm)
Außendurchmesser, Flüssigkeitsleitung	1/4 " (6,35 mm)	1/4 " (6,35 mm)	3/8 " (9,575 mm)	3/8 " (9,575 mm)	3/8 " (9,575 mm)	3/8 " (9,575 mm)	3/8 " (9,575 mm)
Mindestwandstärke, Heißgasleitung	0,8 mm	0,8 mm	0,95 mm	0,95 mm	0,95 mm	0,95 mm	0,95 mm
Mindestwandstärke, Flüssigkeitsleitung	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm
Kältemittel, Typ	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Kältemittel, Füllmenge	1,50 kg	1,50 kg	2,39 kg	3,60 kg	3,60 kg	3,60 kg	3,60 kg
Kältemittel, Global Warming Potential (GWP)	2088	2088	2088	2088	2088	2088	2088
Kältemittel, CO ₂ -Äquivalent	3,13 t	3,13 t	4,99 t	7,52 t	7,52 t	7,52 t	7,52 t
Zulässiger Betriebsdruck, maximal	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)	4,15 MPa (41,50 bar)
Kompressor, Bauart	Rollkolben	Rollkolben	Rollkolben	Rollkolben	Rollkolben	Rollkolben	Rollkolben
Kompressor, Öltyp	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)	Spezifisches Polyvinylester (PVE)
Kompressor, Regelung	Elektronisch	Elektronisch	Elektronisch	Elektronisch	Elektronisch	Elektronisch	Elektronisch

Technische Daten – Einsatzgrenzen, Heizbetrieb

	VWL 35/5 AS 230V (S2)	VWL 55/5 AS 230V (S2)	VWL 75/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS (S2)	VWL 125/5 AS 230V (S2)	VWL 125/5 AS (S2)
Lufttemperatur, minimal	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C
Lufttemperatur, maximal	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C
Lufttemperatur, minimal, bei Warmwasserbereitung	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C	-20 °C
Lufttemperatur, maximal, bei Warmwasserbereitung	43 °C	43 °C	43 °C	43 °C	43 °C	43 °C	43 °C

Technische Daten – Einsatzgrenzen, Kühlbetrieb

Gültigkeit: Produkt mit Kühlbetrieb

	VWL 35/5 AS 230V (S2)	VWL 55/5 AS 230V (S2)	VWL 75/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS (S2)	VWL 125/5 AS 230V (S2)	VWL 125/5 AS (S2)
Lufttemperatur, minimal	15 °C	15 °C	15 °C	15 °C	15 °C	15 °C	15 °C
Lufttemperatur, maximal	46 °C	46 °C	46 °C	46 °C	46 °C	46 °C	46 °C

Technische Daten – Leistung, Heizbetrieb

	VWL 35/5 AS 230V (S2)	VWL 55/5 AS 230V (S2)	VWL 75/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS 230V (S2)	VWL 105/5 AS (S2)	VWL 125/5 AS 230V (S2)	VWL 125/5 AS (S2)
Heizleistung, A2/W35	2,46 kW	3,37 kW	4,51 kW	8,20 kW	8,20 kW	8,23 kW	8,23 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A2/W35	3,75	3,67	3,68	3,87	3,87	3,64	3,64
Leistungsaufnahme, effektiv, A2/W35	0,66 kW	0,92 kW	1,23 kW	2,12 kW	2,12 kW	2,26 kW	2,26 kW
Stromaufnahme, A2/W35	3,20 A	4,40 A	5,50 A	10,20 A	3,30 A	10,50 A	3,40 A
Heizleistung, A7/W35	3,13 kW	4,42 kW	5,78 kW	9,70 kW	9,70 kW	10,25 kW	10,25 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A7/W35	4,89	4,68	4,58	4,57	4,57	4,54	4,54
Leistungsaufnahme, effektiv, A7/W35	0,64 kW	0,95 kW	1,26 kW	2,12 kW	2,12 kW	2,26 kW	2,26 kW
Stromaufnahme, A7/W35	3,20 A	4,60 A	5,80 A	9,90 A	3,20 A	10,50 A	3,50 A
Heizleistung, A7/W45	3,05 kW	4,04 kW	5,47 kW	9,06 kW	9,06 kW	9,60 kW	9,60 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A7/W45	3,54	3,49	3,57	3,49	3,49	3,49	3,49
Leistungsaufnahme, effektiv, A7/W45	0,86 kW	1,16 kW	1,53 kW	2,60 kW	2,60 kW	2,75 kW	2,75 kW
Stromaufnahme, A7/W45	4,10 A	5,40 A	6,80 A	12,00 A	4,10 A	12,70 A	4,30 A
Heizleistung, A7/W55	2,73 kW	3,69 kW	4,95 kW	10,35 kW	10,35 kW	10,90 kW	10,90 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A7/W55	2,62	2,67	2,69	2,77	2,77	2,77	2,77
Leistungsaufnahme, effektiv, A7/W55	1,05 kW	1,38 kW	1,84 kW	3,74 kW	3,74 kW	3,94 kW	3,94 kW
Stromaufnahme, A7/W55	4,90 A	6,30 A	8,00 A	17,00 A	5,80 A	18,30 A	6,20 A
Heizleistung, A-7/W35	3,56 kW	4,88 kW	6,68 kW	10,15 kW	10,15 kW	11,80 kW	11,80 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A-7/W35	3,11	2,67	2,64	2,78	2,78	2,45	2,45
Leistungsaufnahme, effektiv, A-7/W35	1,15 kW	1,83 kW	2,53 kW	3,65 kW	3,65 kW	4,81 kW	4,81 kW
Stromaufnahme, A-7/W35	5,40 A	8,60 A	11,80 A	17,40 A	5,70 A	22,70 A	7,50 A
Heizleistung, A-7/W35, Flüsterbetrieb 40%	3,20 kW	3,20 kW	4,20 kW	7,50 kW	7,50 kW	7,50 kW	7,50 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A-7/W35, Flüsterbetrieb 40%	3,10	3,10	3,10	2,90	2,90	2,90	2,90
Heizleistung, A-7/W35, Flüsterbetrieb 50%	2,70 kW	2,70 kW	3,50 kW	6,30 kW	6,30 kW	6,30 kW	6,30 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A-7/W35, Flüsterbetrieb 50%	3,20	3,20	3,20	3,00	3,00	3,00	3,00
Heizleistung, A-7/W35, Flüsterbetrieb 60%	2,20 kW	2,20 kW	2,80 kW	5,10 kW	5,10 kW	5,10 kW	5,10 kW
Leistungszahl, COP, EN 14511, A-7/W35, Flüsterbetrieb 60%	3,20	3,20	3,20	2,90	2,90	2,90	2,90

Anhang A-3: InVENTer Centra 150-D Technische Datenblätter



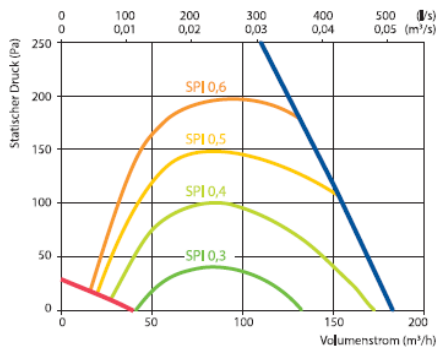
Centra 150-D

Maximaler Volumenstrom, m ³ /h	154
Maximaler Volumenstrom, l/s	43
Bezugsluftvolumenstrom, m ³ /s	0,03
Bezugsdruckdifferenz, Pa	50
SEL, W/(m ³ /h)	0,34
Thermische Effizienz der Wärmerückgewinnung, %	82
Leistung Elektroheizregister, kW / Δt, °C	0,5/13,6
Versorgungsspannung, V	1~230
Maximaler Betriebsstrom HE, A	3,2
Stromversorgungskabel, mm ²	3x1,5
Elektrische Leistungsaufnahme des Ventilatorantriebs max. Luftvolumenstrom, W	41
Elektrische Leistungsaufnahme des Ventilatorantriebs Bezugsluftvolumenstrom, W	17
Schallleistungspegel, L _{WA} , dB(A)	43
Schalldruckpegel, L _{WA} , dB(A), (3 m)	32
Filter Abmessungen BxHxL, mm	225x172x46
Abmessungen der Einheit BxHxL, mm	460x280x780
Wartungsabstand, mm	700
Gewicht, kg	29



Leistungsdaten

Gerät mit Standardausstattung s.o.

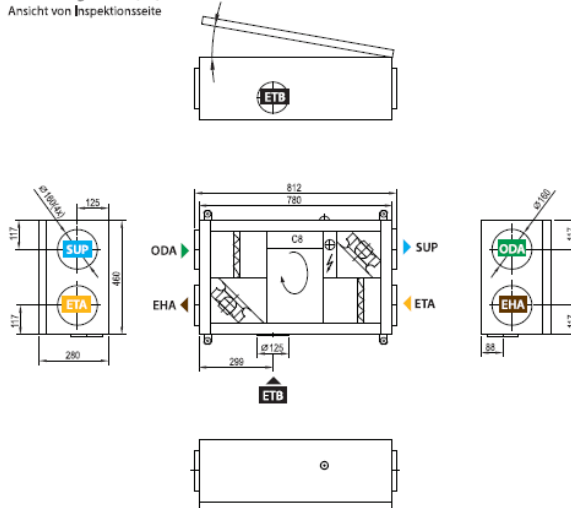


Temperaturwirkungsgrad

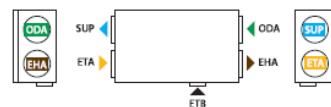
Außen Temperatur °C	Winter					Sommer		
	-23	-15	-10	-5	0	25	30	35
Zuluftmp. n. Rückgewinnung, °C	13,9	15,4	16,3	17,2	18,1	22,5	23,4	24,3

Innen +22 °C, 20 % RH.

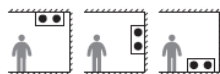
Ausführung Rechts (R1) Ansicht von Inspektionsseite



Ausführung Links (L1)



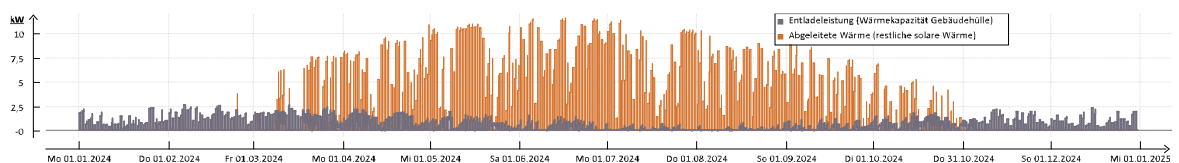
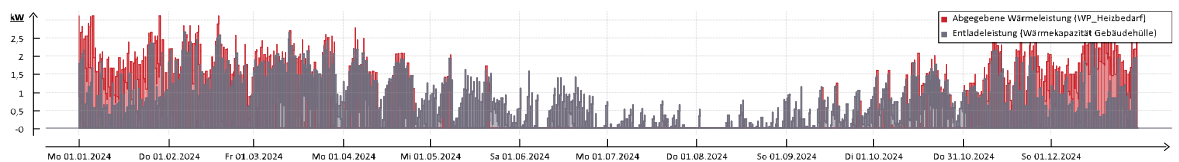
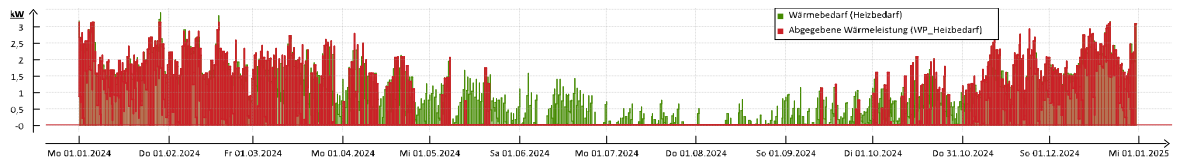
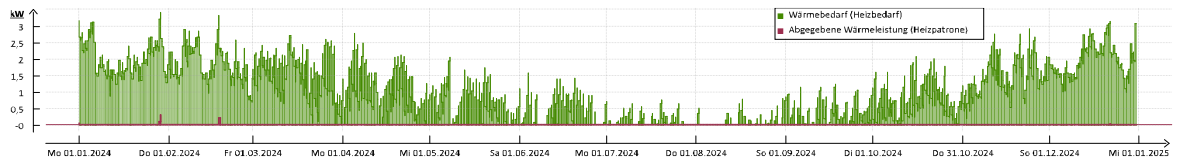
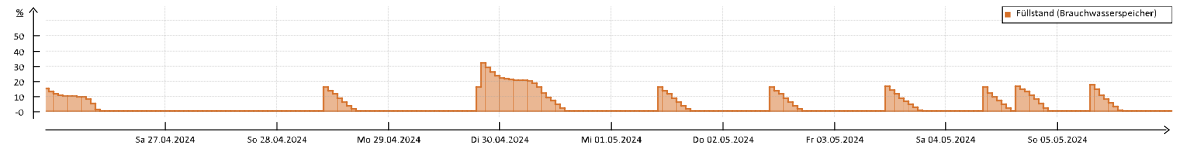
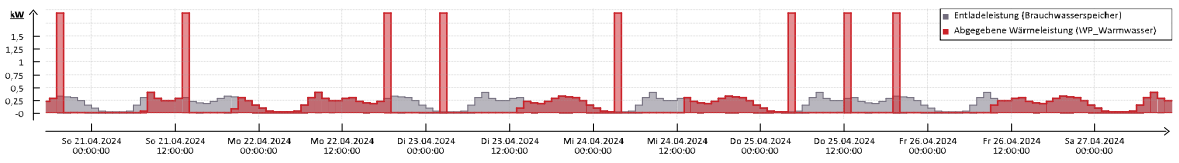
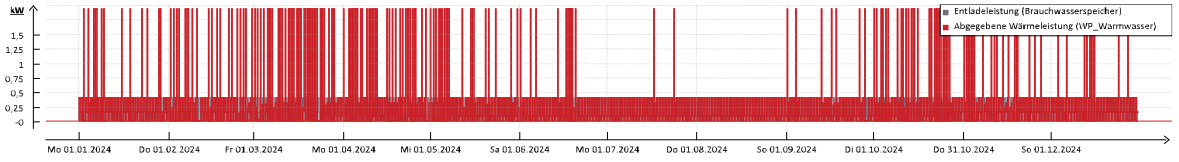
Montagepositionen

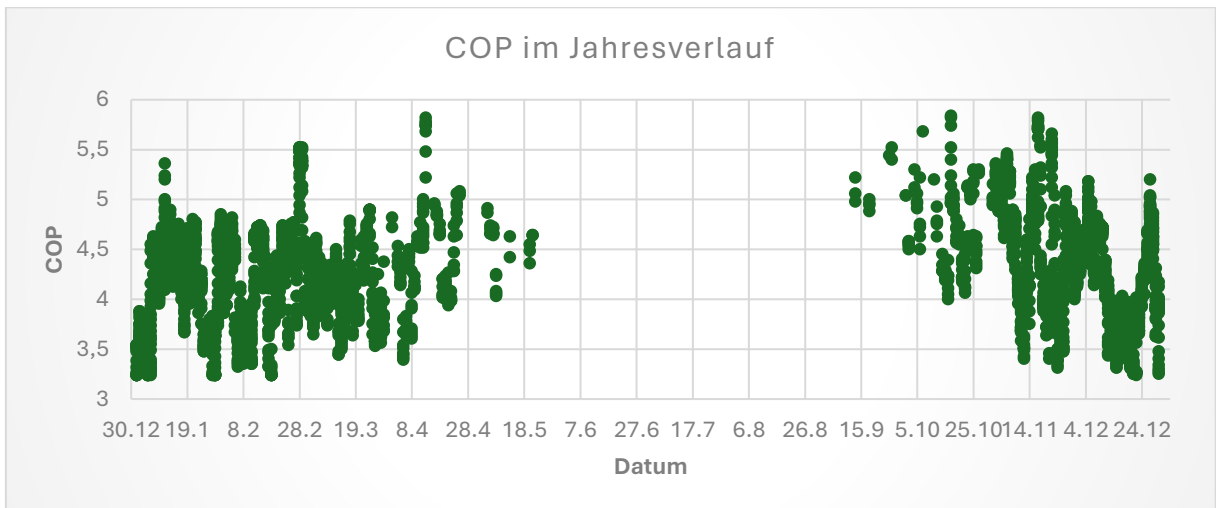
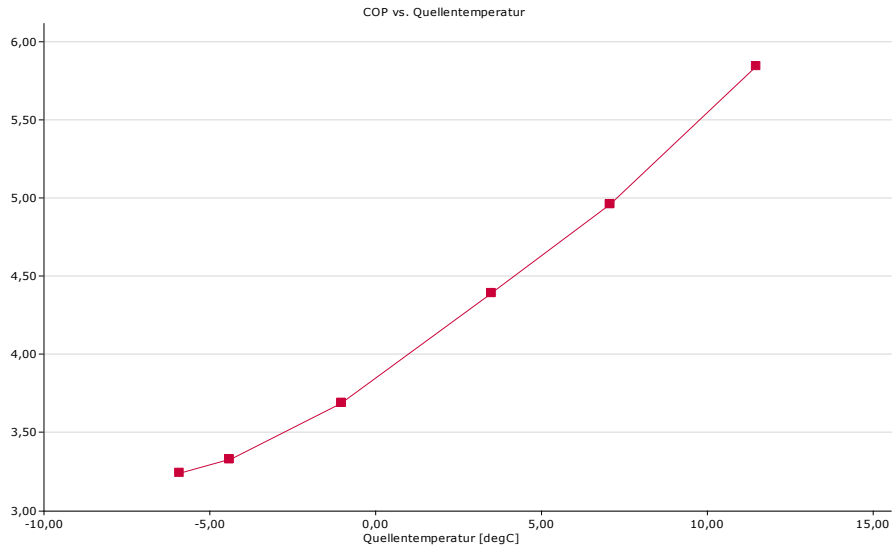
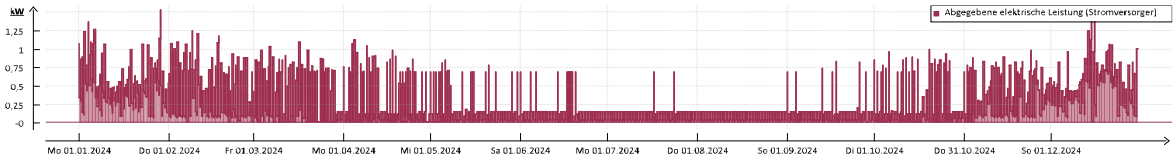


▶ ODA – Außenluft ▶ SUP – Zuluft ▶ ETA – Abluft ▶ EHA – Fordluft ▶ ETB – Zusätzlicher Abluft Anschluss (Bypass – Abluft ohne Wärmerückgewinnung)

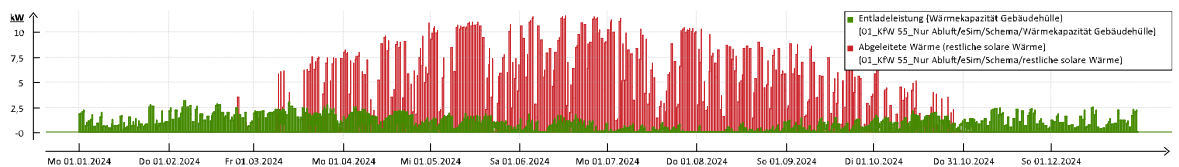
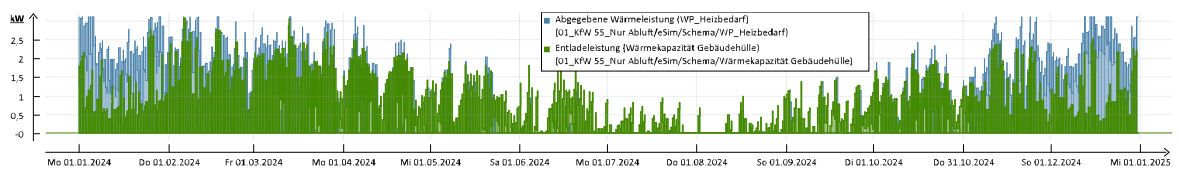
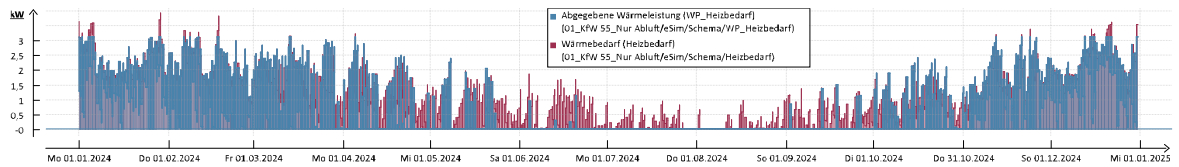
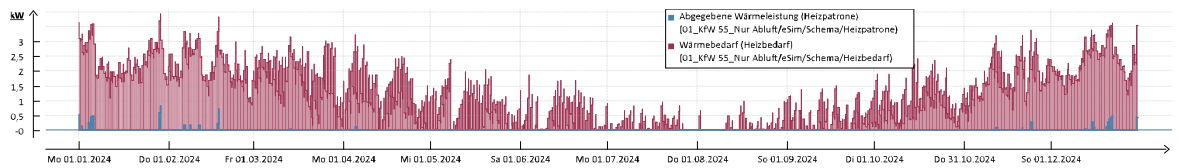
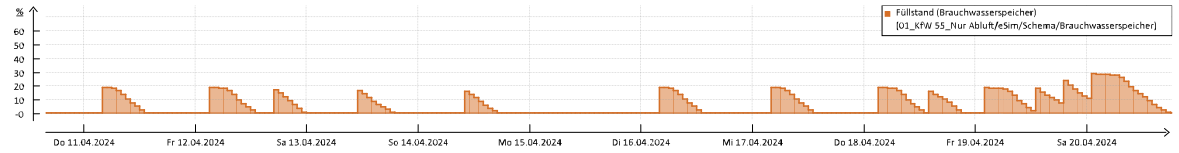
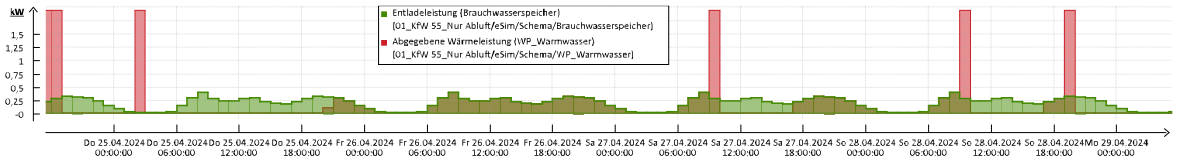
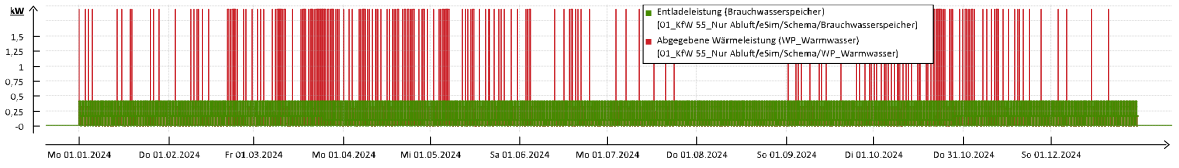
Anhang B: Abbildungen der simulierten Szenarien

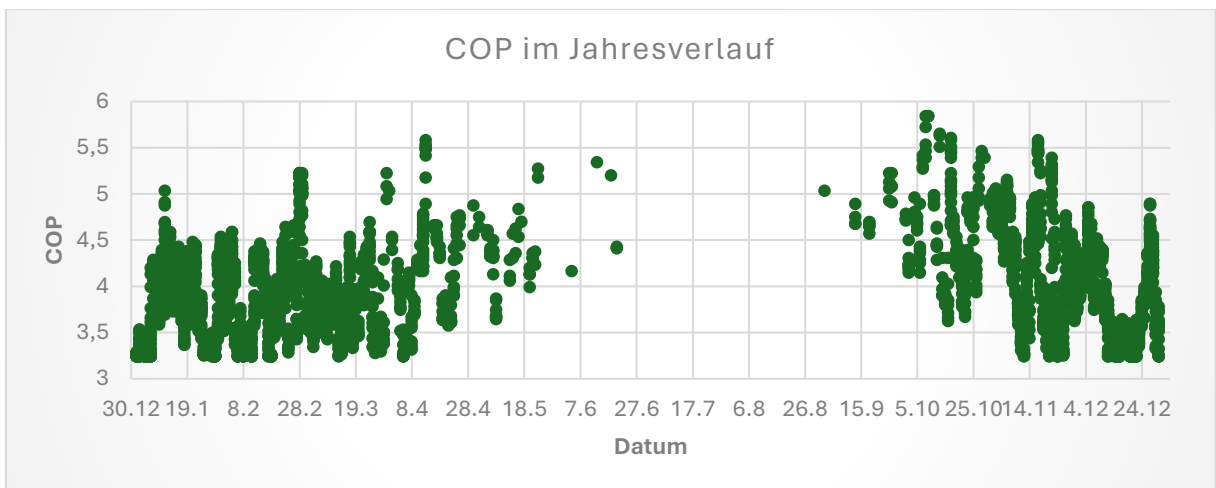
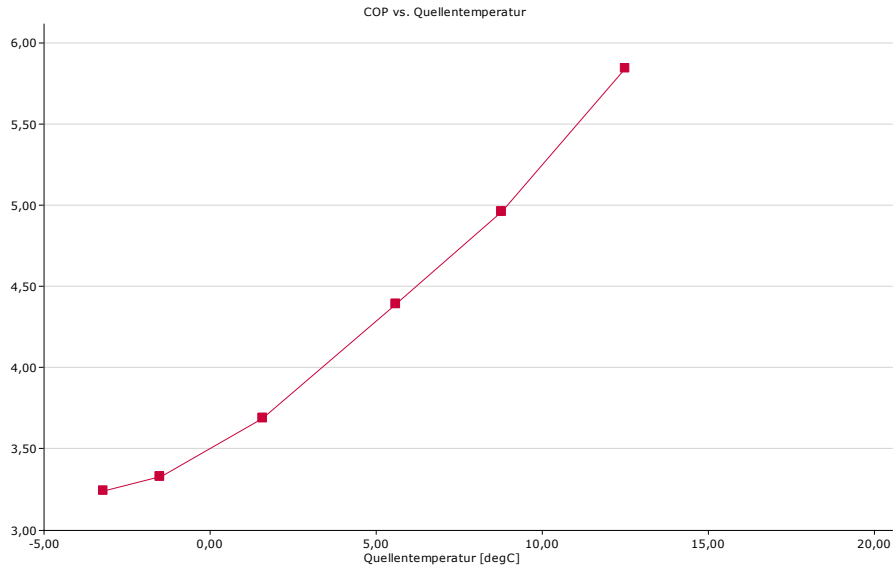
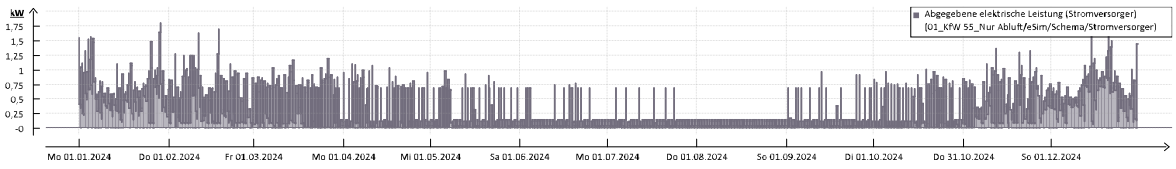
Anhang B-1: Fall A - Nur Abluft, KfW 40



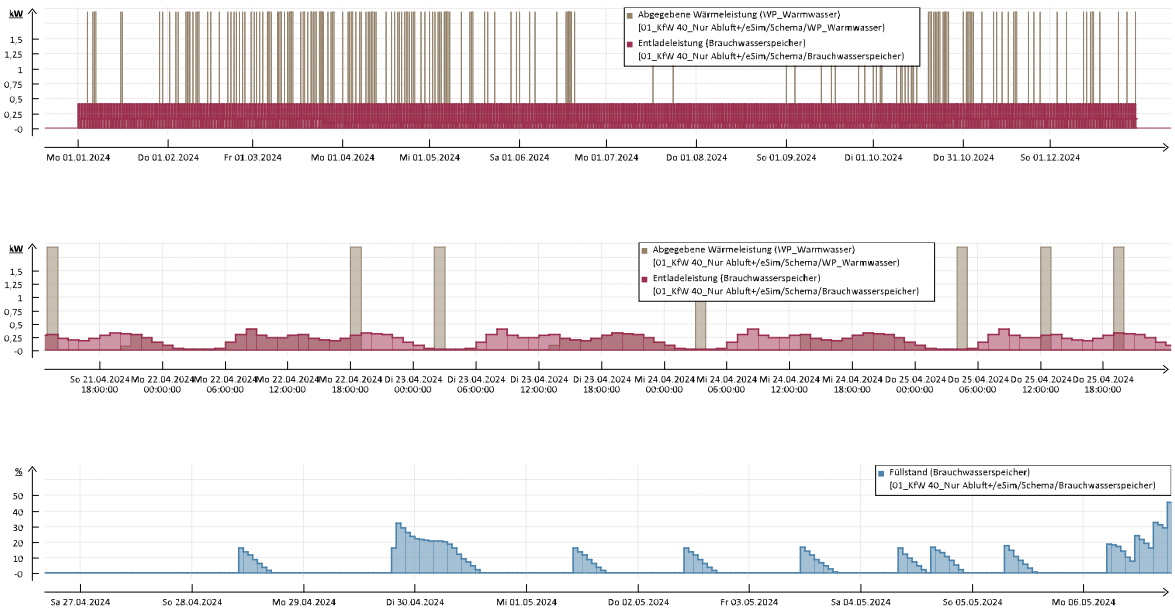


Anhang B-2: Fall B - Nur Abluft, KfW 55

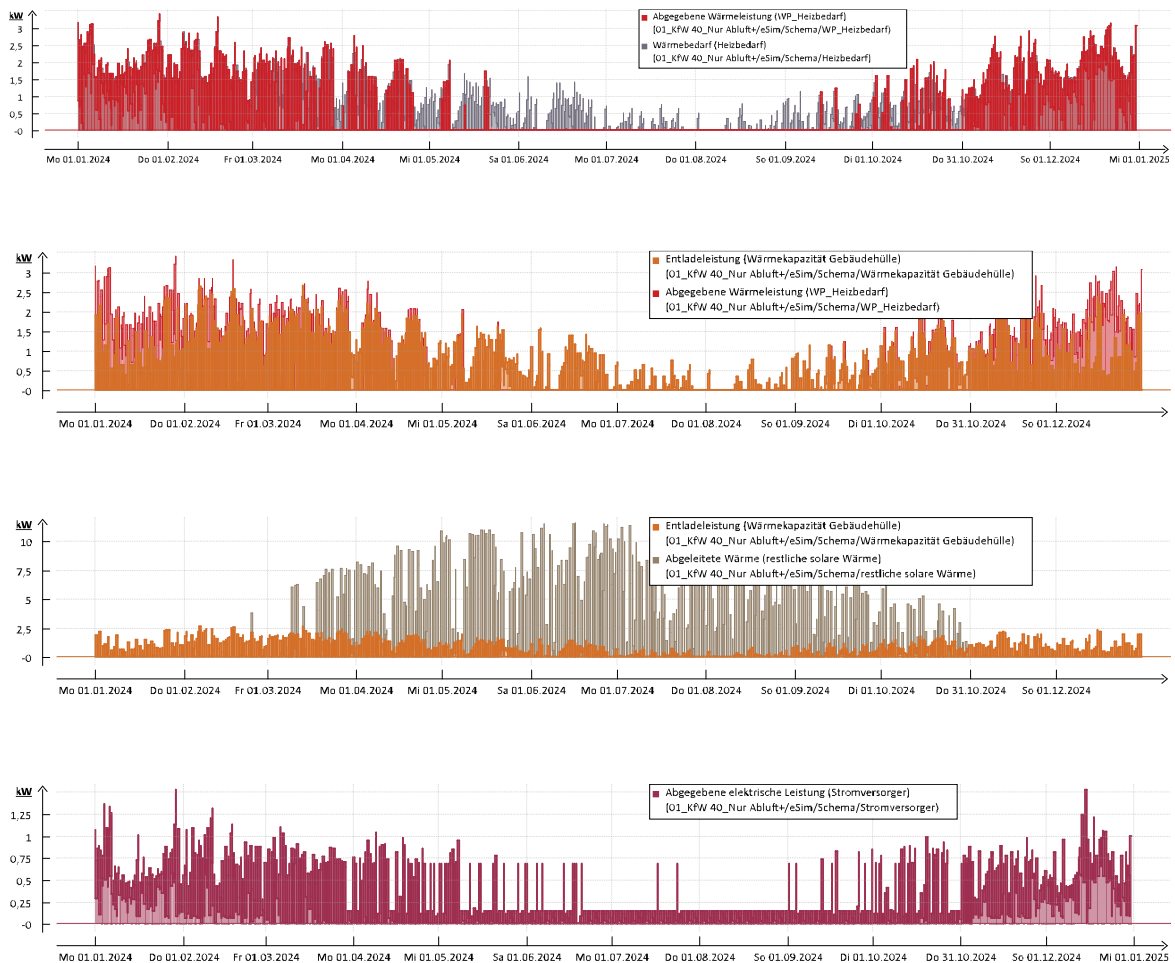


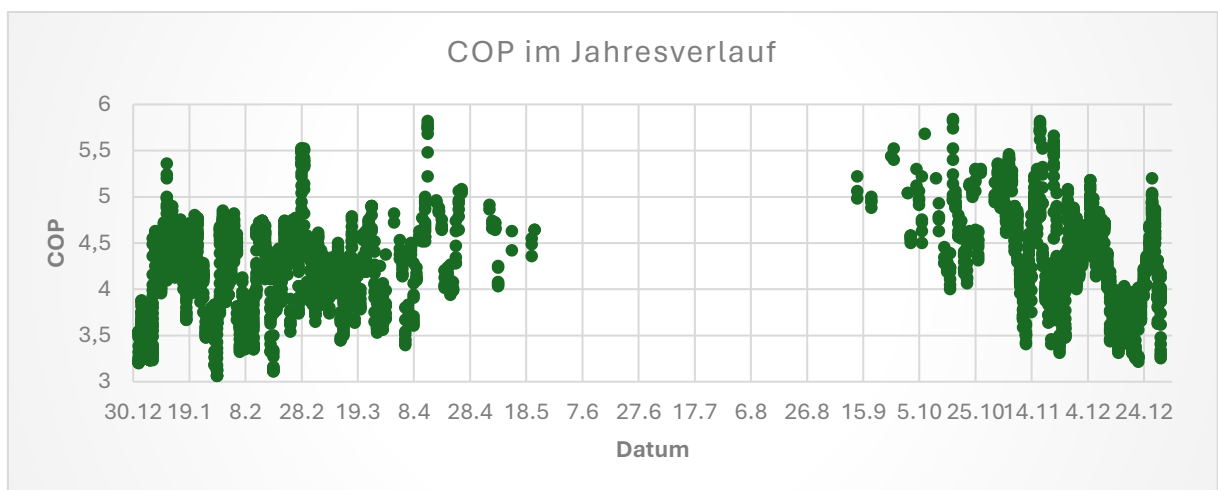
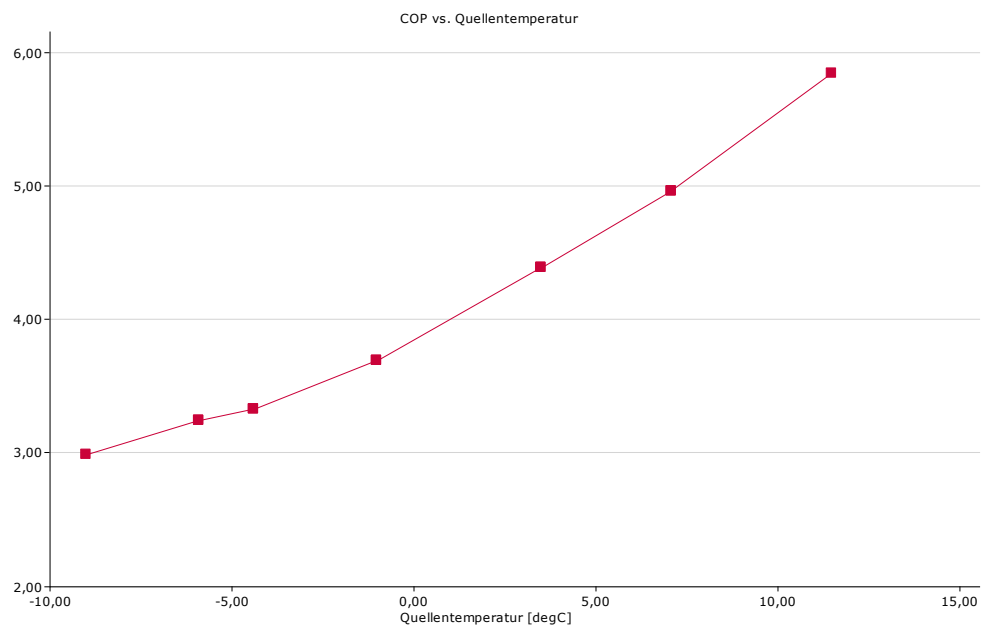


Anhang B-3: Fall C - Nur Abluft mit Luftwechselratenerhöhung, KfW 40

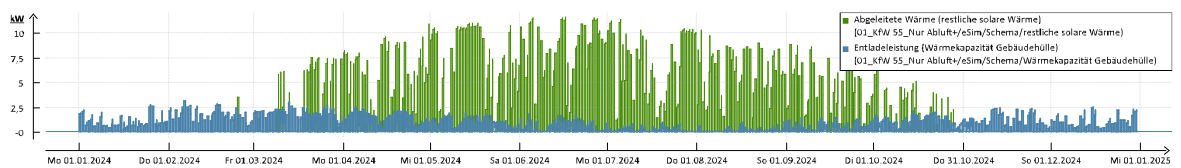
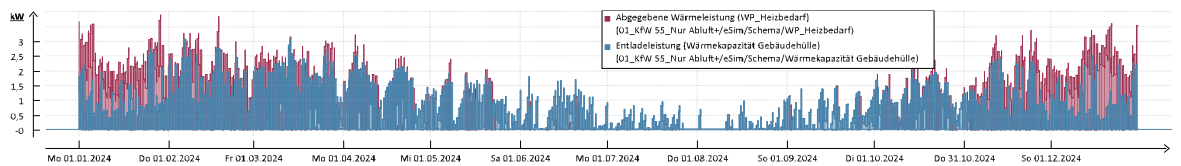
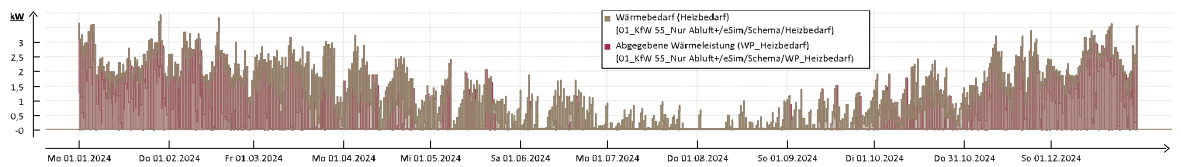
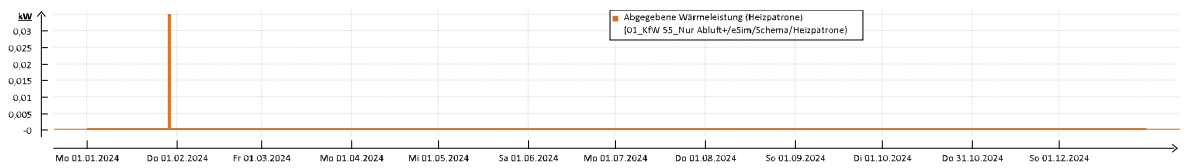
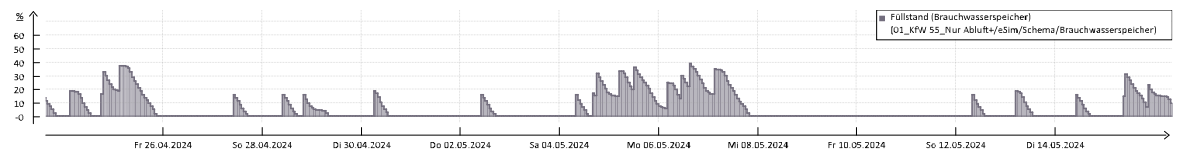
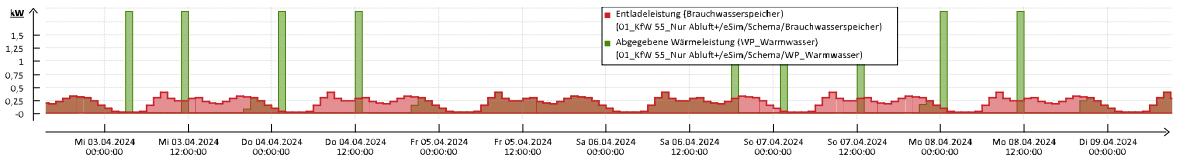
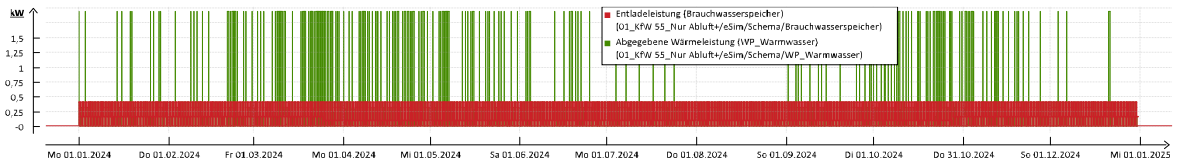


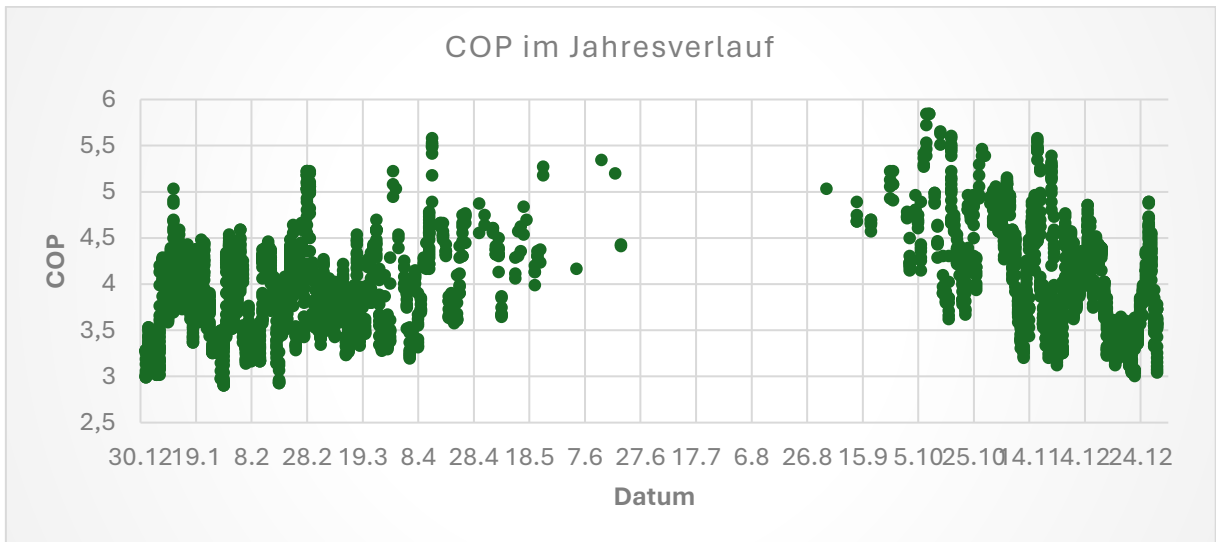
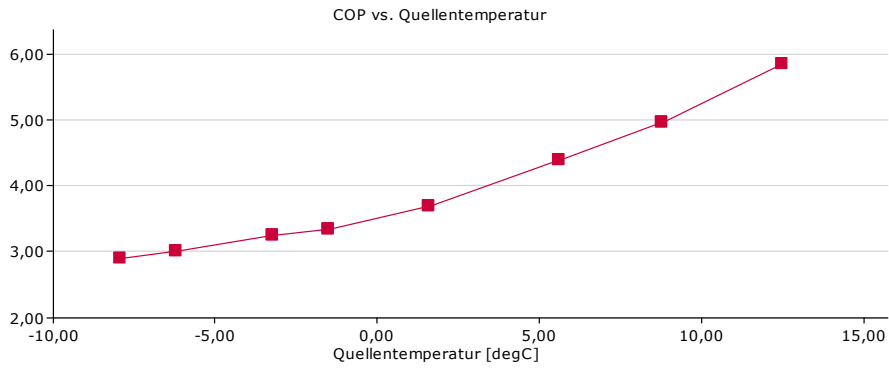
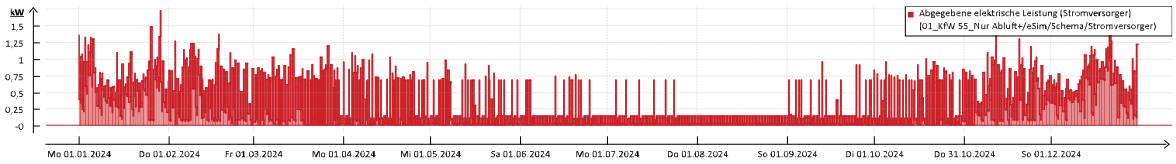
Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone



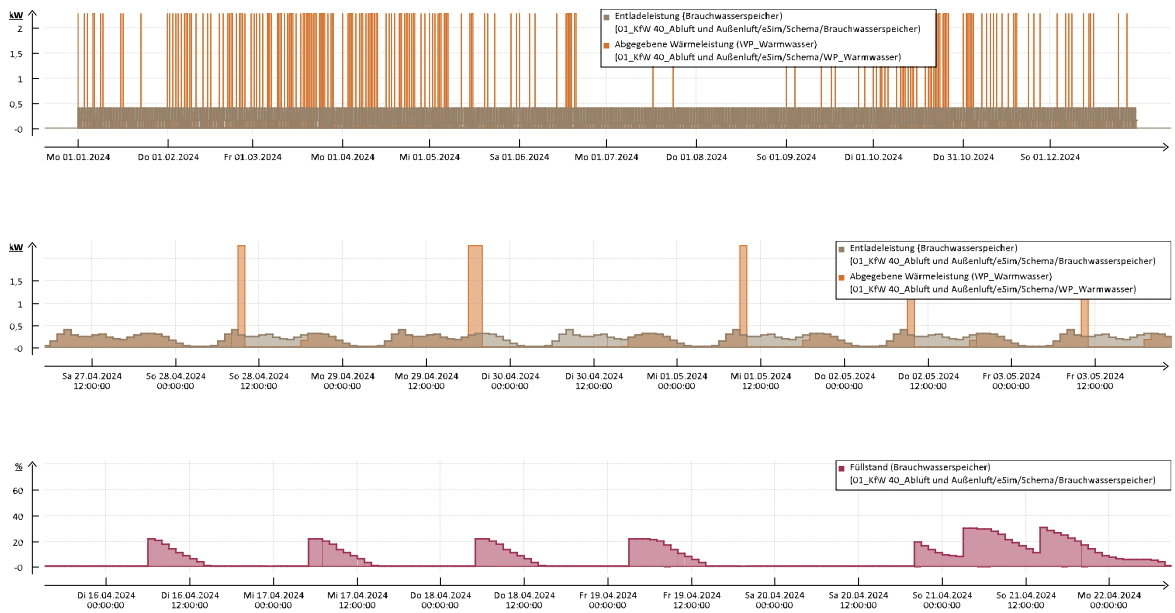


Anhang B-4: Fall D - Nur Abluft mit Luftwechselratenerhöhung, KfW 55

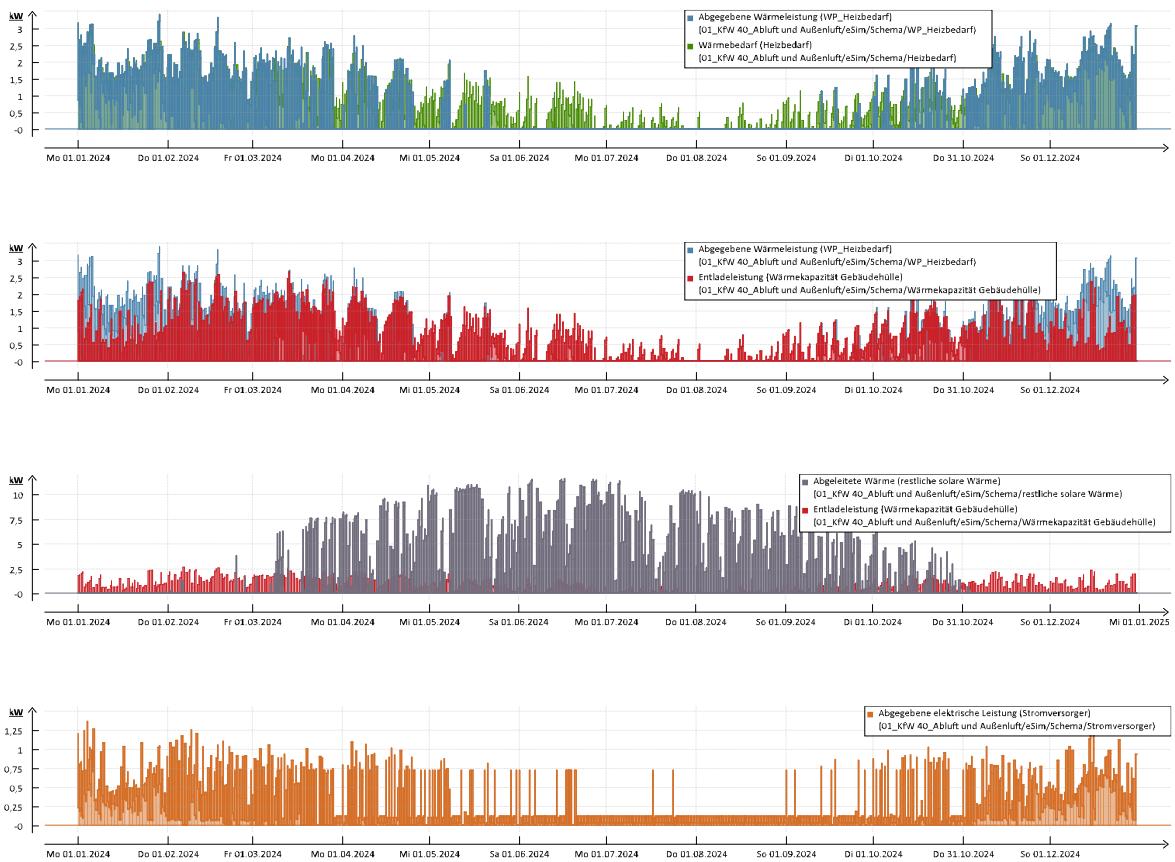


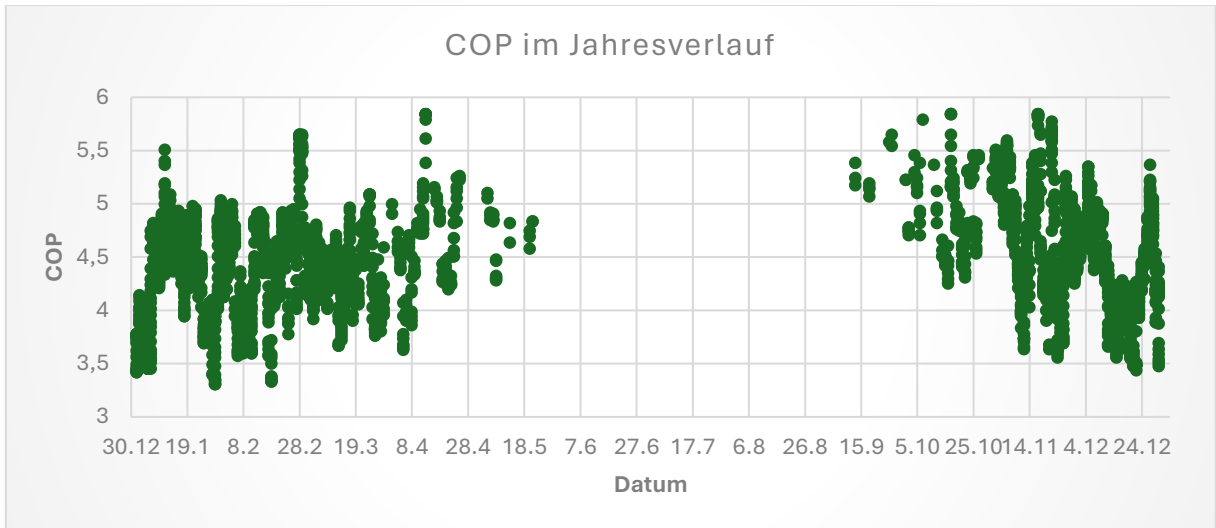
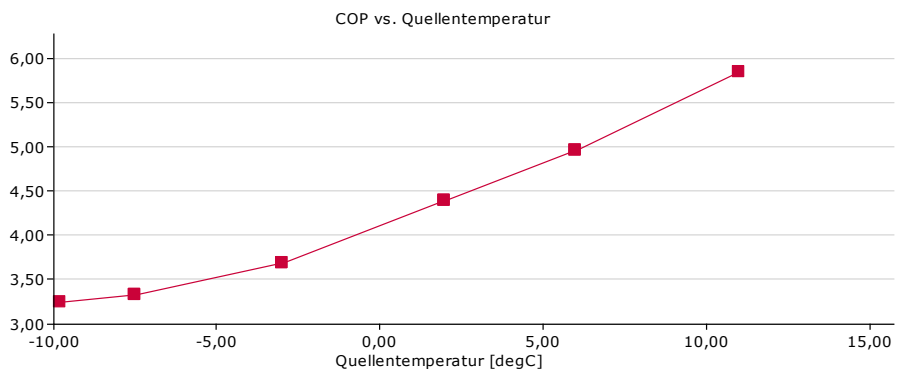


Anhang B-5: Fall E - Abluft mit Außenluftbeimischung, KfW 40

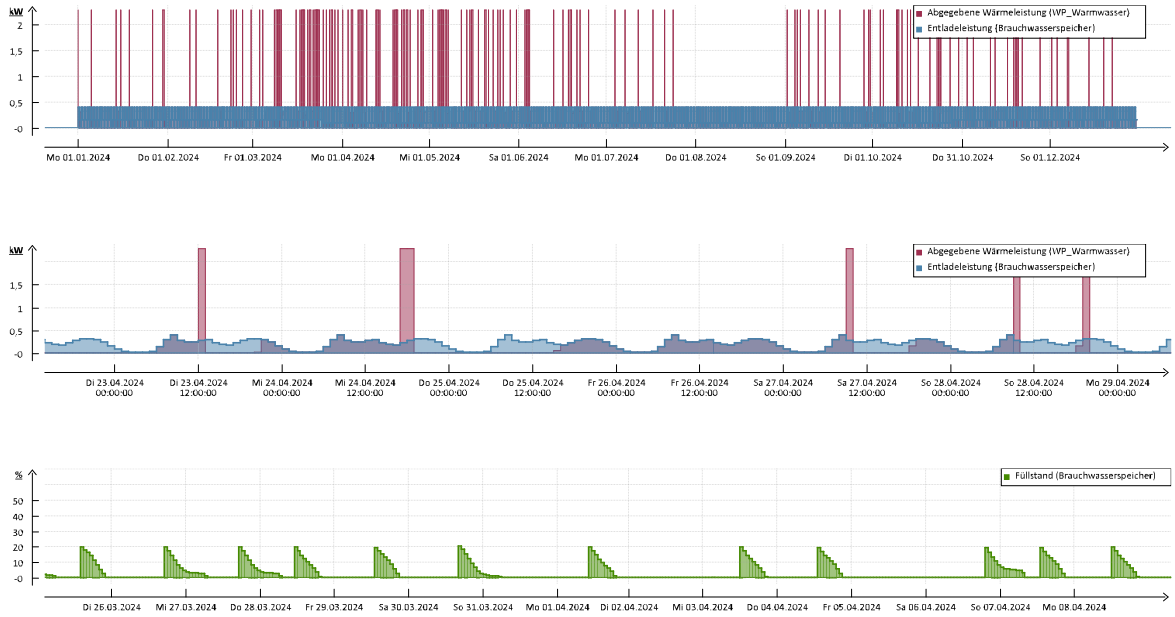


Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone

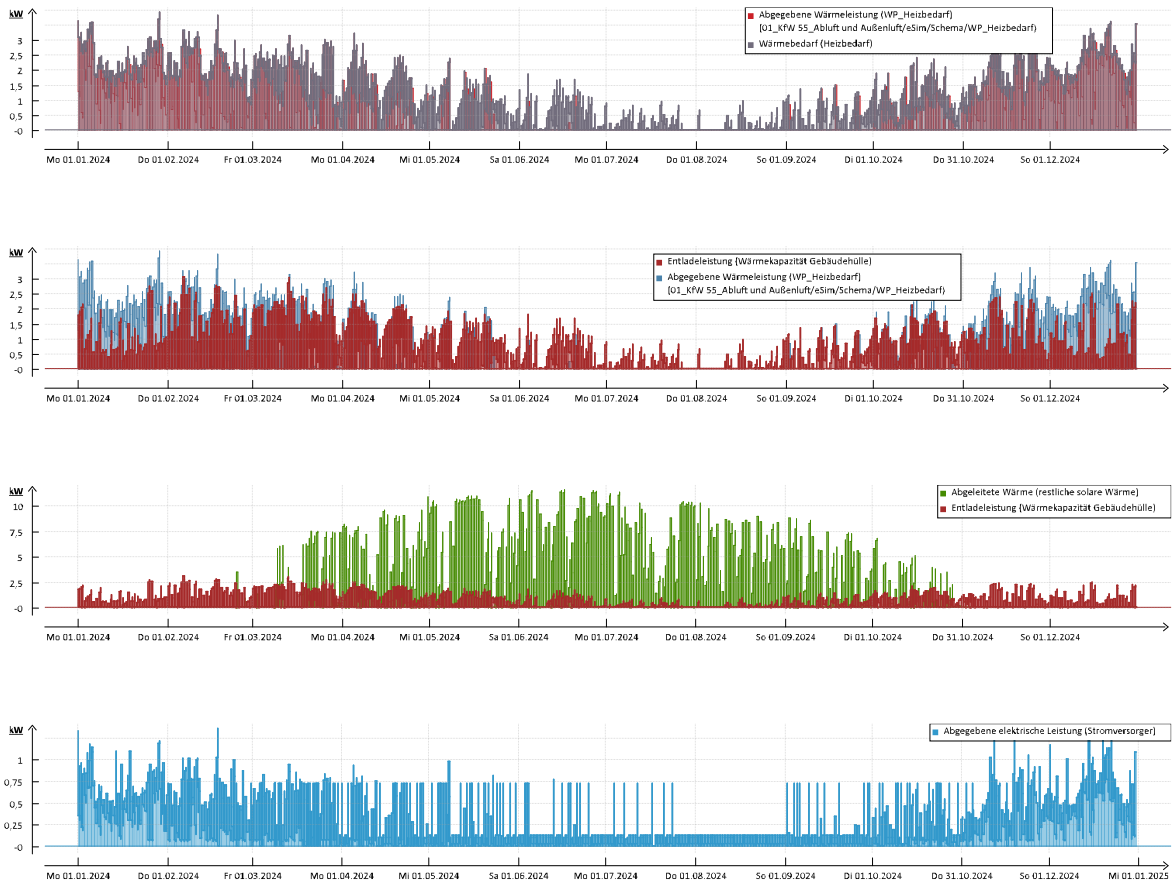


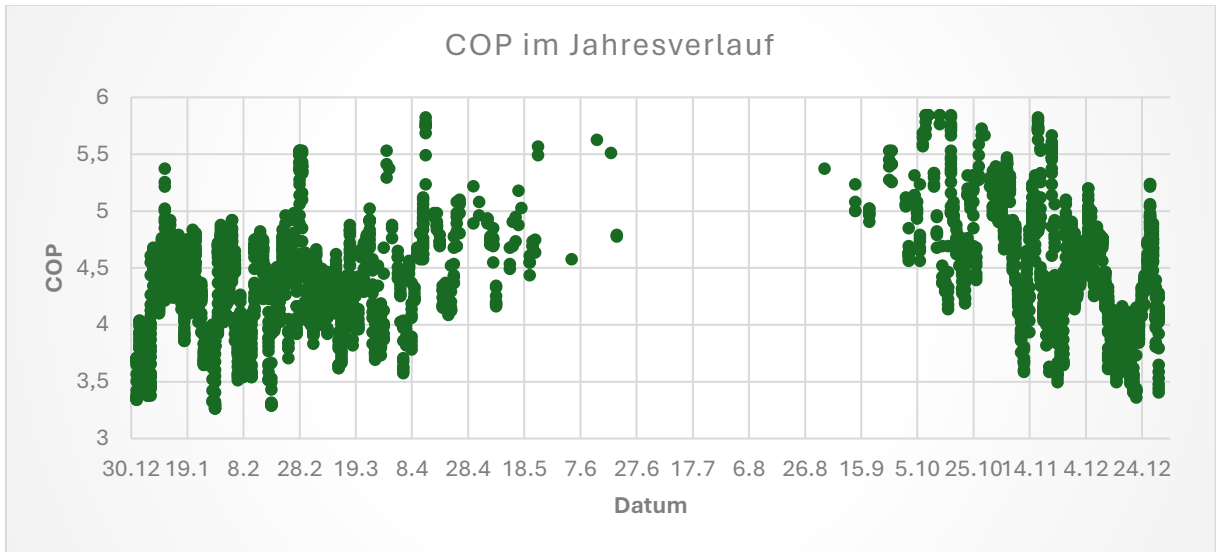
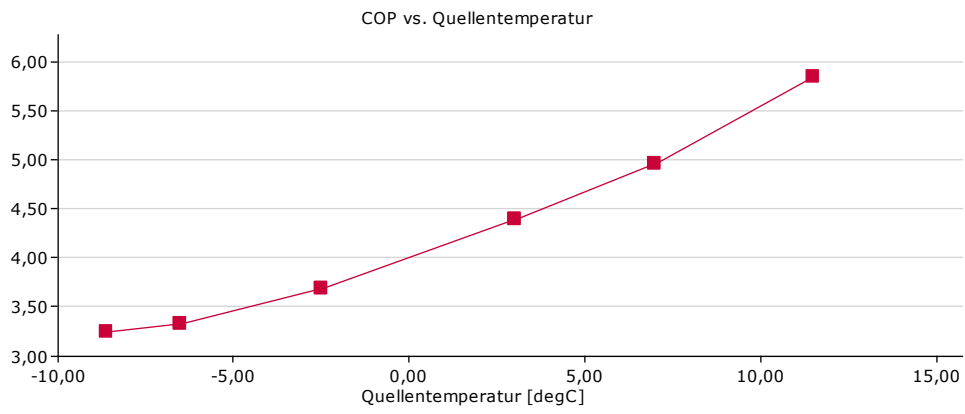


Anhang B-6: Fall F - Abluft mit Außenluftbeimischung, KfW 55

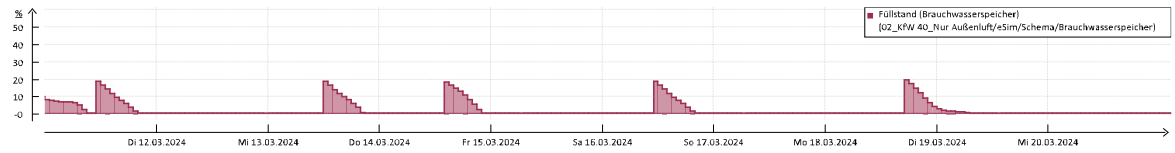
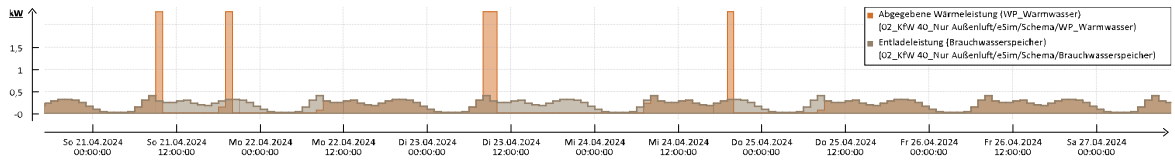
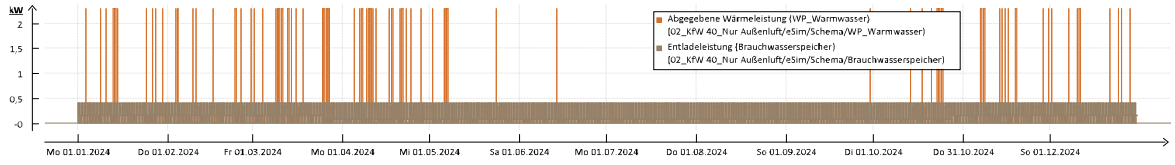


Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone

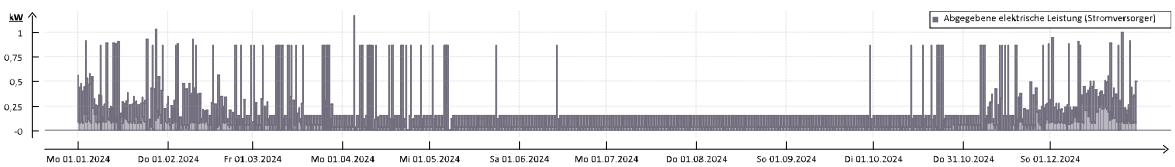
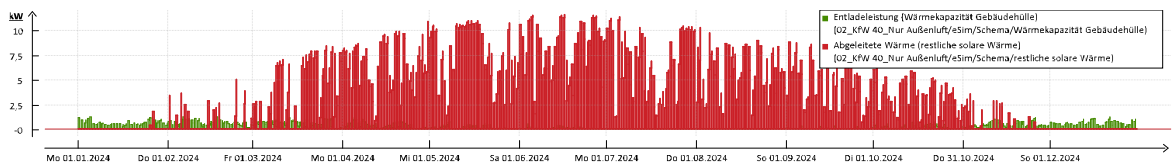
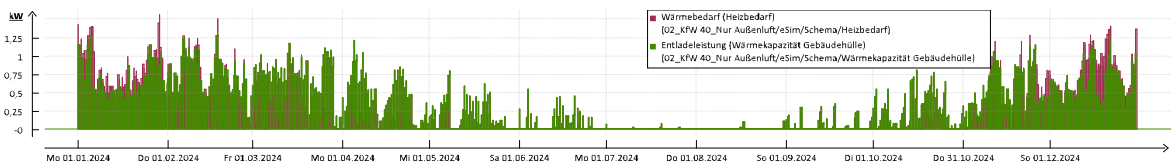
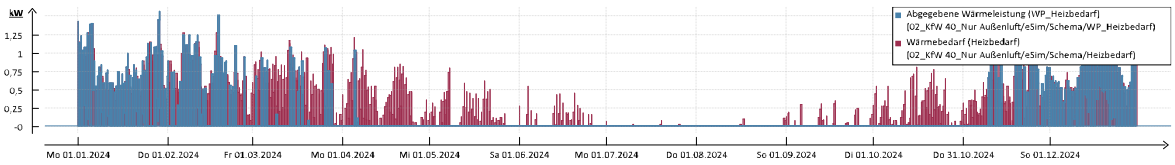


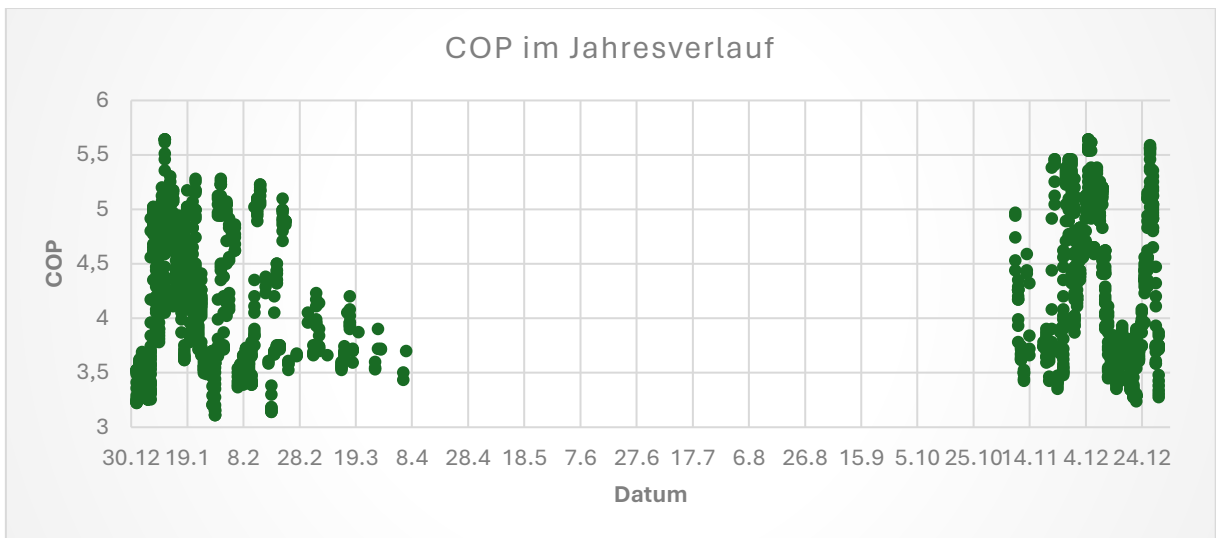
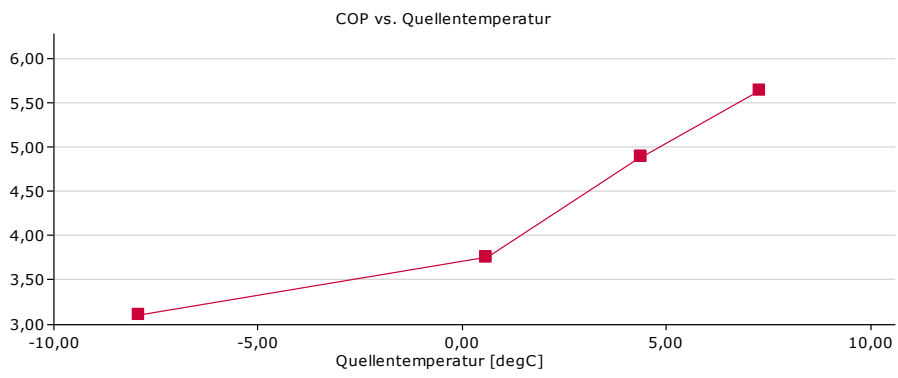


Anhang B-7: Fall G - Nur Außenluft, KfW 40

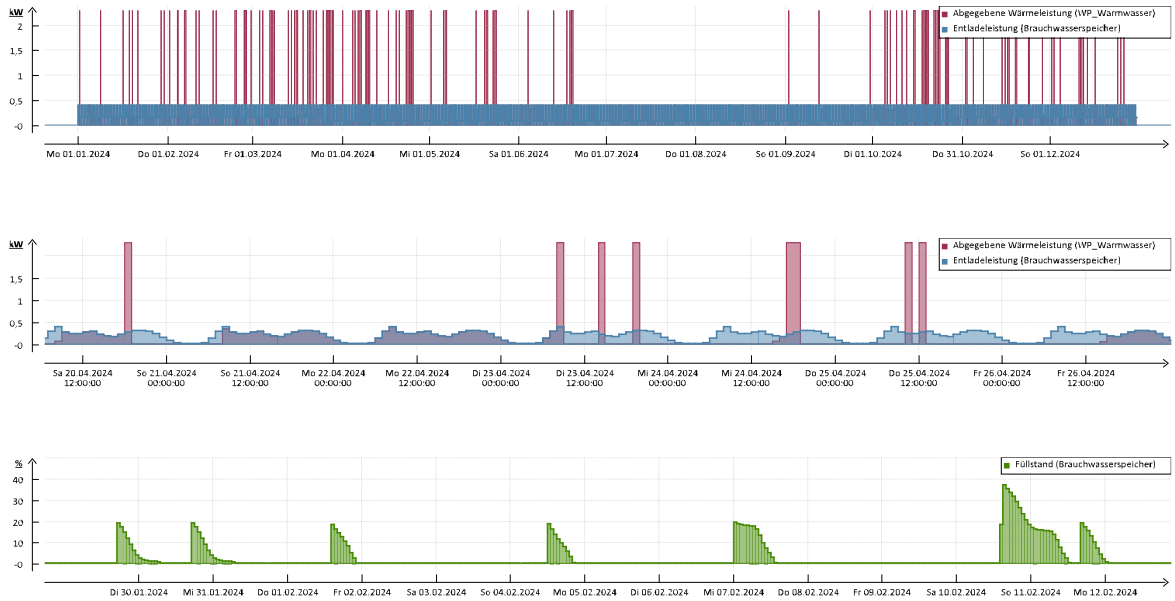


Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone



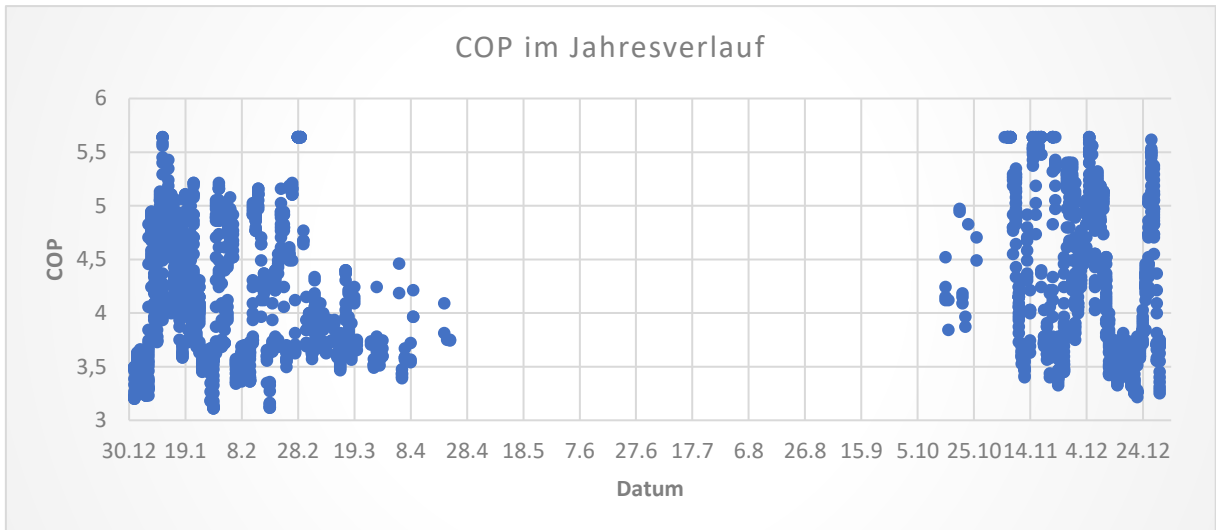
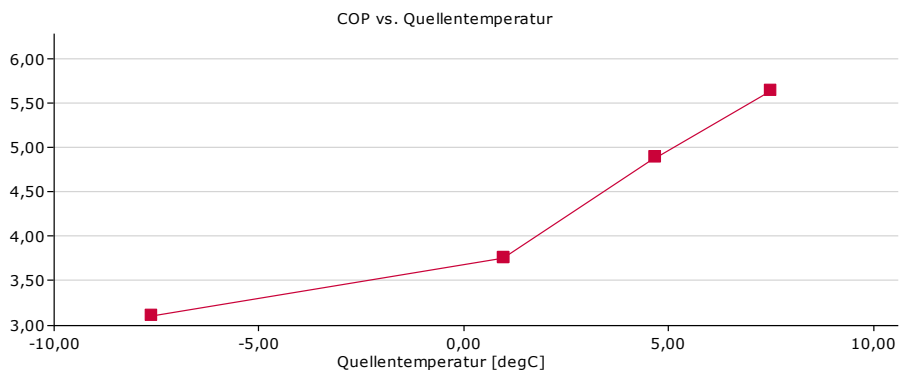


Anhang B-8: Fall H - Nur Außenluft, KfW 55



Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone

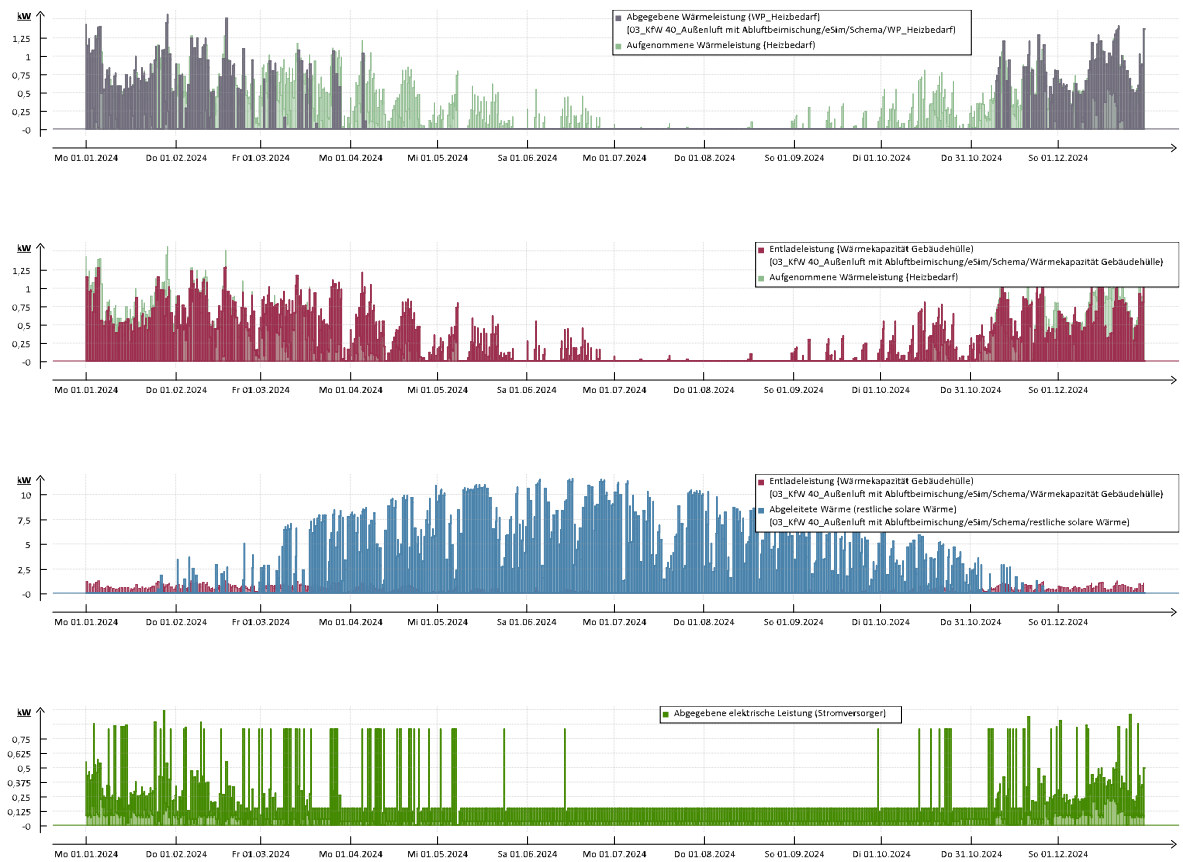


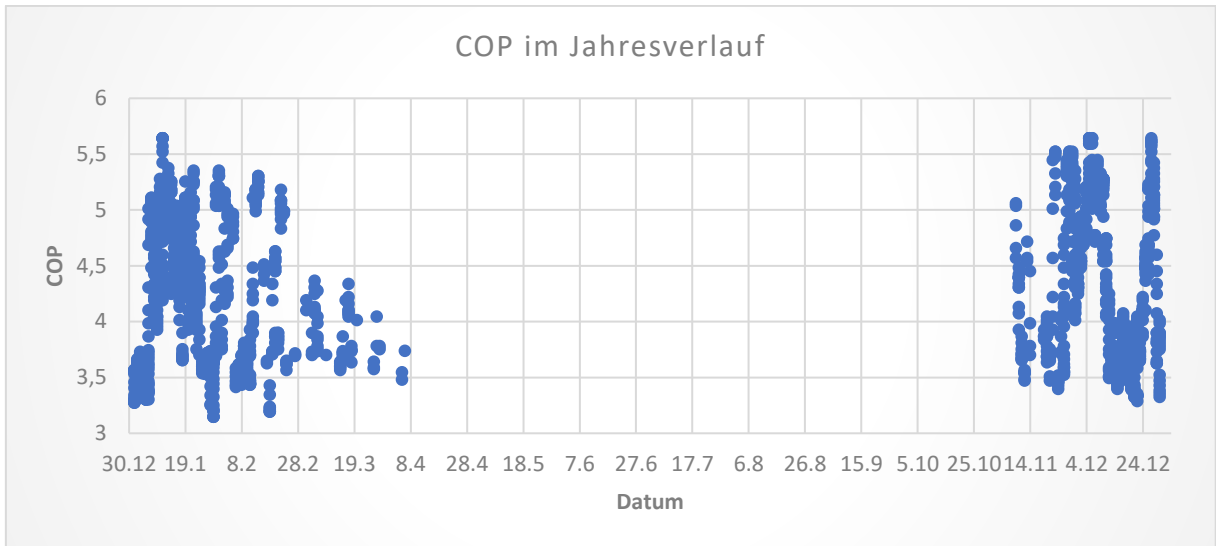
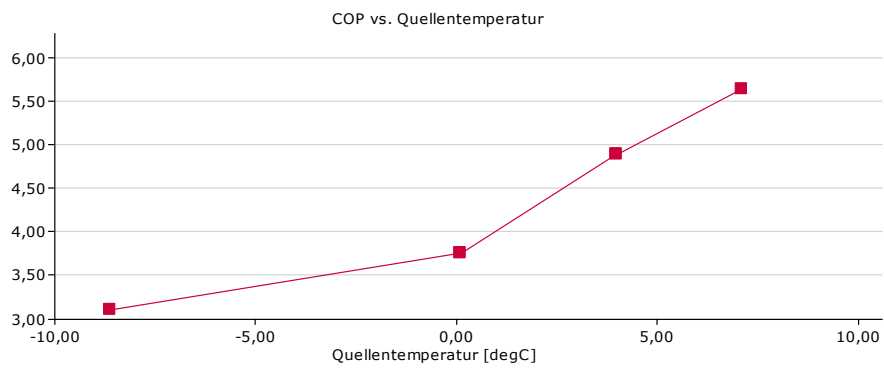


Anhang B-9: Fall I - Außenluft mit Abluftbeimischung, KfW 40

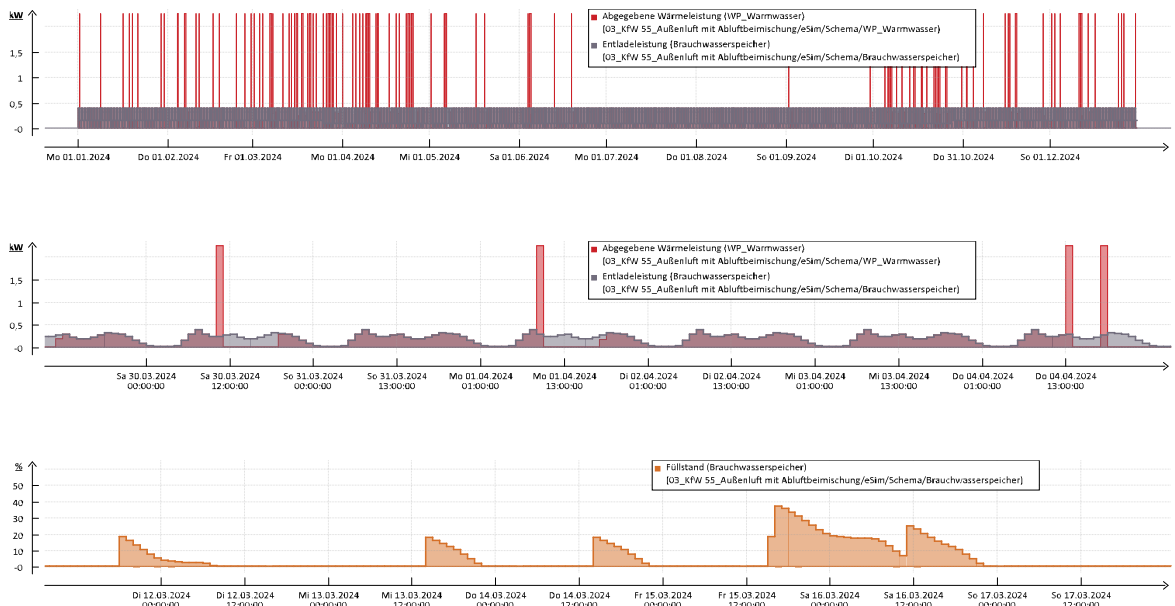


Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone



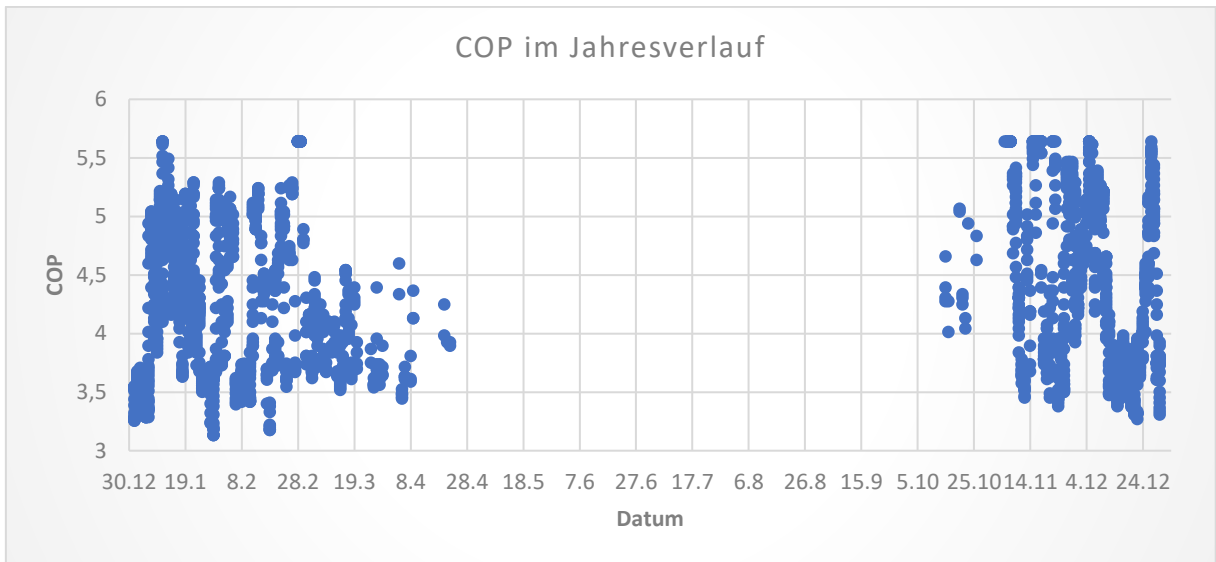
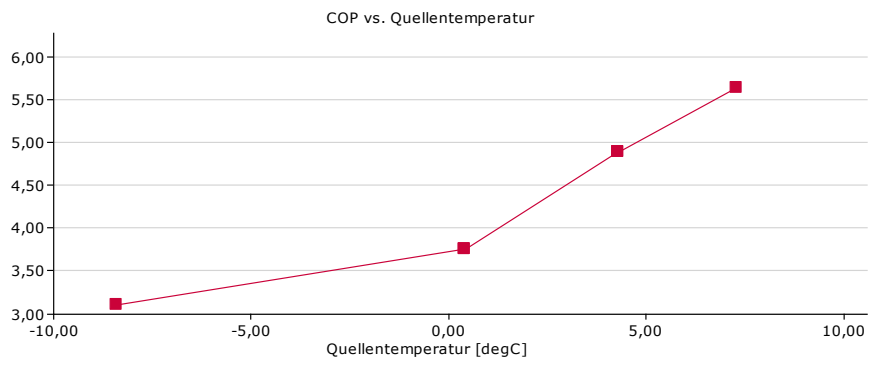


Anhang B-10: Fall J - Außenluft mit Abluftbeimischung, KfW 55



Keine abgegebene Wärmeleistung durch die Heizpatrone







Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Kindler

Vorname: Henrik Heede

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Energetischer Vergleich und Bewertung einer Abluft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe für den Einsatz als Gebäudeheizung in einem KfW 40 und in einem KfW 55 Energieeffizienzhaus

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

11.06.2024

Datum


Unterschrift im Original