



FAKULTÄT FÜR ELEKTROTECHNIK UND INFORMATIONSTECHNIK

Lehrstuhl für Energiewirtschaft und Anwendungstechnik

Dynamische Prüfmethode zur Ermittlung der saisonalen Wärmepumpeneffizienz

Carsten Palkowski

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor - Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzende(r):	Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Ralph Kennel
Prüfer der Dissertation:	1. Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner 2. Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler

Die Dissertation wurde am 19.12.2019 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik am 17.10.2020 angenommen.



Ich versichere, dass ich diese Doktorarbeit selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe.

München, 15.12.2019

Carsten Palkowski

Danksagungen

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Referat S.4 Ökodesign und Energieverbrauchskennzeichnung der BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung in Berlin.

Ein großer Dank gilt Herrn Prof. Dr. - Ing. Ulrich Wagner, meinem Doktorvater, für die Unterstützung, die wertvollen Diskussionen und die angenehme akademische Begleitung des Promotionsvorhabens. Herrn Prof. Dr. - Ing. Felix Ziegler möchte ich für das Interesse an meiner Arbeit und die Begleitung meiner akademischen Ausbildung im Studiengang Regenerative Energiesysteme danken.

Mein Dank gilt zudem meinen Kolleginnen und Kollegen an der BAM für ein äußerst kollegiales, freundschaftliches und fachlich fruchtbares Arbeitsumfeld. Besonders bedanken möchte ich mich bei Frau Anne Simo für das jederzeit sehr angenehme Betreuungsverhältnis an der BAM sowie ihre stete Unterstützung, ohne die die vorliegende Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Ebenso gilt ein besonderer Dank meinen Kollegen André Wachau und Moritz - Caspar Schlegel für die unzähligen fachlichen und persönlichen Gespräche. Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei Herrn Floris Akkerman für die Möglichkeit, in diesem spannenden Projekt zu arbeiten.

Weiterhin gilt mein Dank den Kooperationspartnern aus den Prüfinstituten, insbesondere Andreas Zottl, Ralf Noack sowie Stefan von Schwarzenberg für die unzähligen fachlichen Diskussionen sowie ihre Unterstützung.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie: Meinen Eltern, Karin Palkowski und Heinz Palkowski, für die Möglichkeiten, die sie meinem Leben eröffnet haben, und für ihre fortwährende Unterstützung in allen Belangen. Meiner Lebensgefährtin Maria für das Verständnis, die Zeit und den notwendigen Beistand bei der Erstellung dieser Dissertation.

Berlin im Dezember 2019

Carsten Palkowski

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Methode für eine dynamische Energieeffizienzprüfung von Wärmepumpen entwickelt. Die entwickelte Methode stellt eine Alternative zum aktuellen Prüfstandard EN 14825:2018 dar, welcher üblicherweise für die Zertifizierung und Ermittlung der Energieeffizienzklasse auf dem europäischen Energielabel genutzt wird. Die dynamische Methode berücksichtigt im Gegensatz zur EN 14825:2018 die Wärmepumpenregelung und erlaubt einen diskontinuierlichen Betrieb der Wärmepumpe. Dadurch werden Korrekturfaktoren und ein Zuschneiden der Prüfbedingungen auf die Wärmepumpe obsolet. Es wurde gezeigt, dass die dynamische Methode im Vergleich zur EN 14825:2018 eine höhere Repräsentativität sowie eine bessere Vergleich- und Reproduzierbarkeit erreicht. Da zudem gezeigt werden konnte, dass sie auf konventionellen Wärmepumpenprüfständen und in einer vergleichbaren Zeit, wie die EN 14825:2018, durchführbar ist, könnte die dynamische Methode unmittelbar von Prüflaboren angewandt werden. Vielmehr könnte die dynamische Prüfung bereits in absehbarer Zeit für die Entwicklung, Zertifizierung und Marktüberwachung genutzt werden. Im Zuge der anstehenden Revision der europäischen Verordnung (EU) Nr. 813/2013 für die Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Raumheizgeräten und Kombiheizgeräten wird die Umsetzung der dynamischen Methode zurzeit unter den Stakeholdern diskutiert, um das Energielabel repräsentativer zu gestalten und die Vergleichbarkeit verschiedener Produkte sicherzustellen. Die Berücksichtigung der Wärmepumpenregelung durch die dynamische Methode würde die Hersteller dazu veranlassen, die Regelung ihrer Geräte zu optimieren, wodurch auch der Wärmepumpenbetrieb im Feld tatsächlich effizienter würde.

Abstract

In this thesis, a method for dynamic energy efficiency testing of heat pumps was developed. The developed method could be an alternative to the current test standard EN 14825:2018, which is commonly used for certification and classification on the European Energy Label. In contrast to the EN 14825:2018, the dynamic method considers the heat pump control and allows a discontinuous operation of the heat pump. This makes correction factors and adapting the test conditions to the heat pump obsolete. It was also shown that the dynamic method has a better representativeness, comparability and reproducibility compared to the EN 14825:2018 method. Since it has also been proved to be feasible on conventional heat pump test stands and at a comparable time for testing as EN 14825:2018, the dynamic method could be applied immediately by test laboratories. Moreover, the dynamic method could be applicable for development, certification and market surveillance in the near future. For the forthcoming revision of European Regulation (EU) No. 813/2013 on the Ecodesign requirements for space heaters and combi - heaters, the dynamic method the implementation of the dynamic method is currently discussed by stakeholders to make the energy label more representative and to ensure comparability between different products. By considering the heat pumps' control, the dynamic method would provide an incentive for manufacturers to optimise the controllers of their appliances, which would result in a more efficient field operation of heat pumps.

Inhaltsverzeichnis

Danksagungen	iii
Zusammenfassung	v
Abstract	vii
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Ziel der Arbeit	2
1.3. Methodenkonzept und Struktur der Arbeit	3
2. Grundlagen	5
2.1. Regulierungsmaßnahmen zur Energieeffizienzsteigerung	6
2.1.1. Mindestanforderungen an die Energieeffizienz	6
2.1.2. Energieeffizienzkennzeichnung	7
2.2. Grundlagen zur Wärmepumpencharakterisierung	9
2.2.1. Thermodynamik	9
2.2.2. Auslegungs- und Regelungskonzepte	12
2.2.3. Standardisierte Prüfverfahren	13
3. Analyse von harmonisierten Prüfverfahren für Wärmepumpen	19
3.1. Prüfaufbau	20
3.2. Ringversuche	23
3.3. Anwendbarkeit im Teillastbereich	25
3.4. Zusammenfassung	28
4. Neue Methodenansätze für die Energieeffizienzprüfung	29
4.1. Kompensationsmethode	30
4.2. Dynamische Methode	36
4.3. Zusammenfassung	40
5. Analyse der dynamischen Methode	41
5.1. Machbarkeit der dynamischen Wärmepumpenvermessung	41
5.1.1. Einfluss des Prüfstands auf die Messergebnisse	45
5.1.2. Einschwingzeiten des Systems Wärmepumpe/Prüfstand	49
5.2. Länge der Temperatursequenzen	51
5.3. Methoden zur Vorgabe der Außentemperatur	53

5.4. Zusammenfassung	55
6. Notwendige Spezifikationen für eine standardisierte Methode	57
6.1. Betriebsspezifikationen der Wärmepumpen	57
6.1.1. Anpassung der Heizkennlinie für die Vorlauftemperatur	57
6.1.2. Messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung und Anpassung der Gebäudelastkurve	64
6.2. Design des Temperaturprofils	67
6.2.1. Verringerung der Messdauer	67
6.2.2. Reverse Messung	72
6.2.3. Diskontinuierliche Durchführung der dynamischen Prüfung . . .	78
6.3. Prüfstandsbedingungen	80
6.3.1. Optimierung der Kühltemperatur	81
6.3.2. Integration eines Speichers im Zwischenkreislauf	88
6.4. Zusammenfassung	92
7. Conclusio und Ausblick	97
A. Abbildungen	99
A.1. Machbarkeitsanalyse	99
A.2. Einschwingzeiten	100
A.3. Verkürzung der Messdauer I	102
A.4. Anpassung der Heizkennlinie	104
A.5. Verkürzung der Messdauer II	105
Abkürzungsverzeichnis	107
Abbildungsverzeichnis	109
Tabellenverzeichnis	113
Literatur	115

1. Einleitung

1.1. Motivation

Im Rahmen der Pariser Verträge von 2016 verpflichteten sich die Europäische Union (EU) und ihre Vertragspartner zu einer Begrenzung der globalen Erwärmung auf 2°C im Vergleich zu vorindustriellen globalen Temperaturen. Darüber hinaus wurde 2018 auf der UN Klimakonferenz in Bonn der Rahmen für eine nachhaltige Klima- und Energiepolitik gesetzt. So wurde unter anderem eine Verbesserung der Energieeffizienz um 27 % sowie eine Senkung der Treibhausgasemissionen um 40 % bis 2030 beschlossen. Nach Angaben der Internationalen Energieagentur (IEA) könnten allein 40 % der notwendigen Emissionsreduktionen in den IEA - Mitgliedsländern durch eine Erhöhung der Energieeffizienz erreicht werden [1]. Auch in der EU wurden eine stetige Verbesserung der Energieeffizienz energieverbrauchsrelevanter Produkte (ErPs) sowie die Identifikation ineffizienter Produkte auf dem Markt zu Kernmaßnahmen für die Erreichung der gesetzten Klimaziele erklärt. Insbesondere dem Haushaltssektor werden in der EU große Energieeinsparpotentiale zugeschrieben [2]. Für die Steigerung der Energieeffizienz im Haushaltssektor haben sich Mindesteffizienzanforderungen (Minimum Energy Performance Standards - MEPS), wie sie im Ökodesign vorgegeben werden, sowie das Energielabel zur Energieeffizienz - Kennzeichnung bereits als effektive Instrumente gezeigt [3, 4].

Innerhalb des Haushaltssektors liegt der Anteil des Primärenergiebedarfs für Raumheizung und Warmwasser bei 82 % [5]. Um den Heiz- und Warmwasserbedarf zukünftig effizient und umweltfreundlich abzudecken, wurden in verschiedenen Studien Wärmepumpen als eine vielversprechende Technologie identifiziert. So stellten Connolly et al.[6] ein umfassendes Szenario vor, in dem Wärmepumpen eine Schlüsselrolle in einem Verbundsystem aus erneuerbaren Energien einnehmen. So kann sich die Nutzung der bereitgestellten erneuerbaren Energien proportional zur Anzahl der Wärmepumpen im System verbessern [7]. Mathiesen et al.[8] kamen zu dem Ergebnis, dass Wärmepumpen generell die Flexibilität von Energiesystemen erhöhen. Moderne Wärmepumpen verfügen über komplexe Regelungseinheiten, mit denen sie ihre Leistung stufenlos über die Variierung der Verdichter- und Ventilator Drehzahl an den Heizbedarf anpassen können. Trotz dieser komplexen Regelungsstrategien ist der Stromverbrauch und die mit dem aktuellen Strommix verbundenen Kohlendioxidemissionen während des Wärmepumpenbetriebs relativ hoch. Grund hierfür ist der aktuelle Strommix. Für eine Luft/Luft - Wärmepumpe fallen zum Beispiel durchschnittlich 70 % des Kohlenstoffdioxidäquivalents bezogen auf den gesamten Lebenszyklus während des Betriebs an

[9]. Unter Berücksichtigung des aktuellen Strommixes würde also eine Steigerung der Wärmepumpen - Energieeffizienz zu einer signifikanten Verminderung der Treibhausgasemissionen führen. Aber auch bei autarken Haushalten oder einem überwiegend regenerativen Strommix spielt die Energieeffizienz im Sinne eines rationalen Energieverbrauchs nach wie vor eine entscheidende Rolle, wenn es um die Minderung der Treibhausgasemissionen geht.

Repräsentative Methoden für die Bestimmung der saisonalen Energieeffizienz von Wärmepumpen sind somit von enormer Bedeutung, um die gesetzten Klimaziele zu erreichen. Daher werden Ansätze für die Bewertung der saisonalen Effizienz benötigt, welche das reale Verhalten der Wärmepumpen berücksichtigen und damit Ergebnisse liefern, welche repräsentativ sind und möglichst nahe am Feldverhalten der Geräte liegen.

Methoden zur Ermittlung der saisonalen Wärmepumpeneffizienz waren bereits das Ziel verschiedener Studien. Dabei wurden zum einen simulative Ansätze verfolgt [10, 11, 12]. Zum anderen entwickelten Menegon et al.[13] und Haller et al.[14] dynamische Methodenansätze zur Laborprüfung von Heizungsanlagen, unabhängig von ihrer Bauart. Bei diesen Arbeiten handelt es sich lediglich um erste Methodenansätze, es fehlt die Voraussetzung für eine Standardisierung: Der Nachweis der Reproduzierbarkeit ihrer Ergebnisse in verschiedenen Laboren.

1.2. Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Promotion soll eine dynamische Prüfmethode zur Ermittlung der saisonalen Wärmepumpeneffizienz entwickelt werden, welche eine mögliche Alternative zur aktuellen Standardprüfung sein soll. Die entwickelte Methode soll daher notwendigerweise, im Gegensatz zu den bisherigen alternativen Ansätzen, den Nachweis zur Reproduzierbarkeit erbringen. Sie soll darüber hinaus das dynamische Regelverhalten der Wärmepumpen sowohl bei konstanten Temperaturen wie auch bei Temperaturwechseln berücksichtigen und somit die Effizienz der Wärmepumpen im Feld möglichst nahe abbilden. Gleichzeitig soll die Methode als notwendige Voraussetzung für eine Standardisierung auch bei konventionellen Prüfständen anwendbar sein und daher ohne simulative Anteile auskommen. Damit wäre eine repräsentative Differenzierung zwischen effizienten und ineffizienten Wärmepumpen möglich und ein Anreiz für Hersteller zur Optimierung der Regelung ihrer Wärmepumpen gesetzt. Im Rahmen dieses Promotionsvorhabens sollen insbesondere die folgenden Forschungsfragen geklärt werden:

- Wie kann das reale Wärmepumpenverhalten reproduzierbar auf konventionellen Prüfständen und unter Berücksichtigung des gesamten Temperaturbereichs für das mittlere europäische Klima von -10°C und 15°C durch eine dynamische Prüfmethode ermittelt werden?

- Welche Vorgaben müssten für eine derartige Prüfmethode gewählt werden, damit eine hohe Reproduzierbarkeit sowie eine hohe Vergleichbarkeit unabhängig vom Prüfstand gewährleistet wären?
- Durch welche konkreten Maßnahmen könnte die Repräsentativität dieser Prüfmethode erhöht werden?
- Was wären die Vor- und Nachteile einer Umsetzung der dynamischen Methode?

1.3. Methodenkonzept und Struktur der Arbeit

Das methodische Vorgehen zur Entwicklung einer dynamischen Wärmepumpenprüfung im Rahmen dieser Arbeit ist in Abbildung 1.1 dargestellt.

Kapitel 2 befasst sich mit den für die Methodenentwicklung notwendigen Grundlagen. In Abschnitt 2.1 werden sowohl die Entwicklung des Wärmepumpenmarktes wie auch Maßnahmen zu seiner Regulierung dargelegt. Anschließend werden in Abschnitt 2.2 die Grundlagen der Thermodynamik, insbesondere die gängigen Kennzahlen zur Charakterisierung von Wärmepumpen, sowie der aktuelle Stand der Technik in der Wärmepumpenregelung und der Wärmepumpenprüfung erläutert. Darauf aufbauend werden die aktuellen standardisierten Methoden zur Wärmepumpenprüfung, welche für die Deklaration der Werte auf dem Energielabel die Grundlage liefern, näher betrachtet.

Aufbauend auf den Grundlagen wird in Kapitel 3 der aktuelle europäische Prüfstandard für Wärmepumpen analysiert und validiert. Hierfür wurden Ringversuche durchgeführt und anschließend in Einzelversuchen eine Vielzahl verschiedener Wärmepumpen mit der Standardprüfung geprüft. Die Ergebnisse werden in diesem Abschnitt präsentiert und für die Bewertung der Standardmethode herangezogen. In Kapitel 4 wird, basierend auf den Ergebnissen der vorherigen Analyse, in zwei Entwicklungsschritten ein dynamischer Methodenansatz erarbeitet.

Dieser Ansatz wird in Kapitel 5 zunächst einer Machbarkeitanalyse mit besonderem Augenmerk auf den interlaboralen Vergleich sowie Möglichkeiten zur Verkürzung der Prüfung unterzogen. Im Anschluss daran werden in Kapitel 6 durch Versuchsreihen für eine Standardisierung notwendige Vorgaben an die dynamische Methode entwickelt, wodurch diese hinsichtlich Vergleichbarkeit, Reproduzierbarkeit, Repräsentativität sowie Dauer optimiert werden soll.

In Kapitel 7 werden die grundlegenden Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst. Weitere Schritte zur Verwendung der dynamischen Methode im Kontext der Standardisierung und Regulierung werden aufgezeigt.

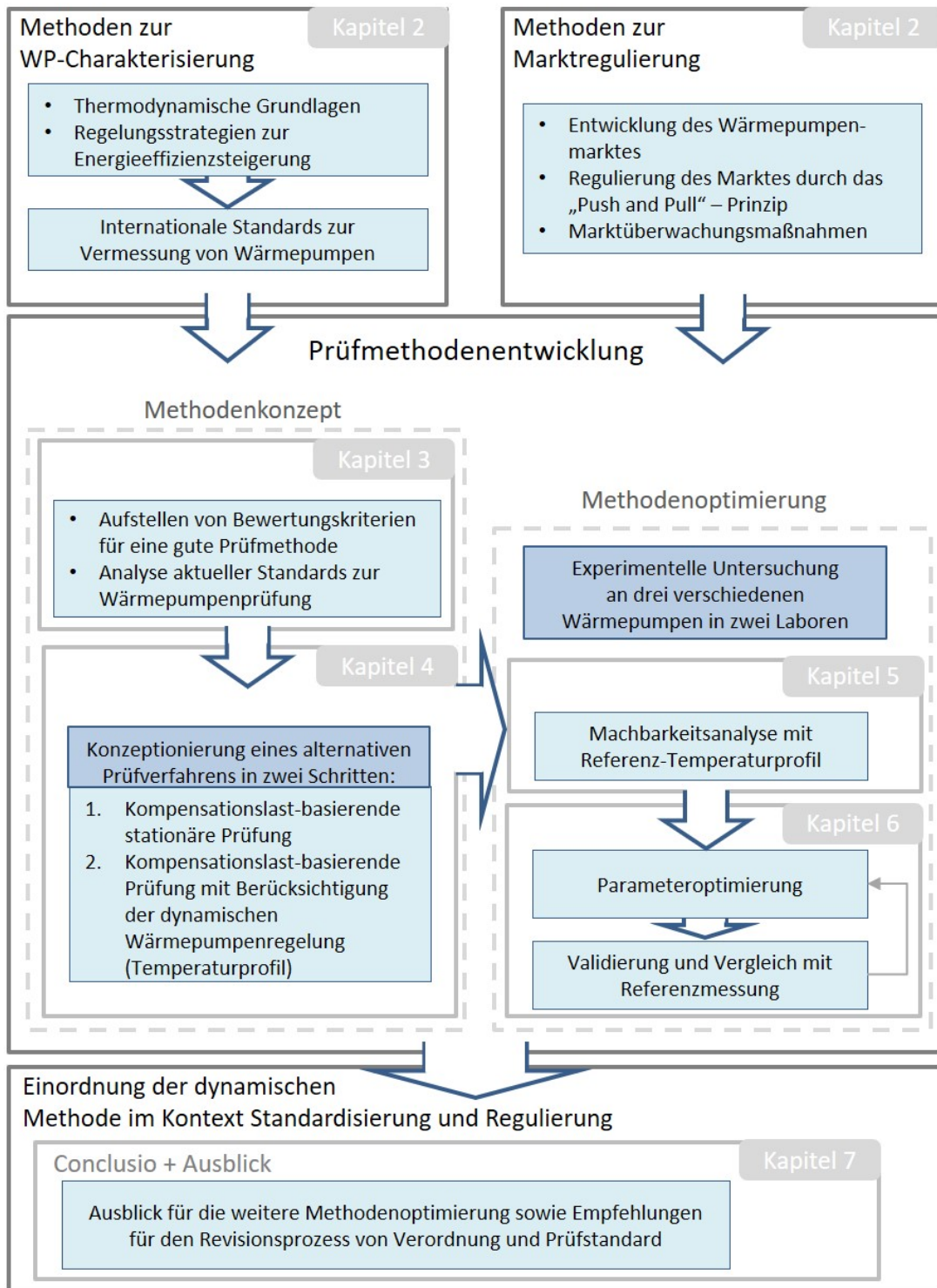


Abbildung 1.1.: Methodisches Vorgehen zur Entwicklung und Optimierung einer dynamischen Prüfmethode zur Ermittlung der saisonalen Wärmepumpeneffizienz.

2. Grundlagen

Zur effizienten und emissionsfreien Deckung des Heiz- und Warmwasserbedarfs werden Wärmepumpen in verschiedenen Studien als eine vielversprechende Technologie identifiziert. Konventionelle Wärmeerzeuger, wie etwa Gas - Brennwertkessel, bilden zwar nach wie vor den dominanten Anteil am deutschen Heizungsmarkt, dennoch nimmt der Absatz von Wärmepumpen stetig zu. In Abbildung 2.1 ist dieser Trend gezeigt.

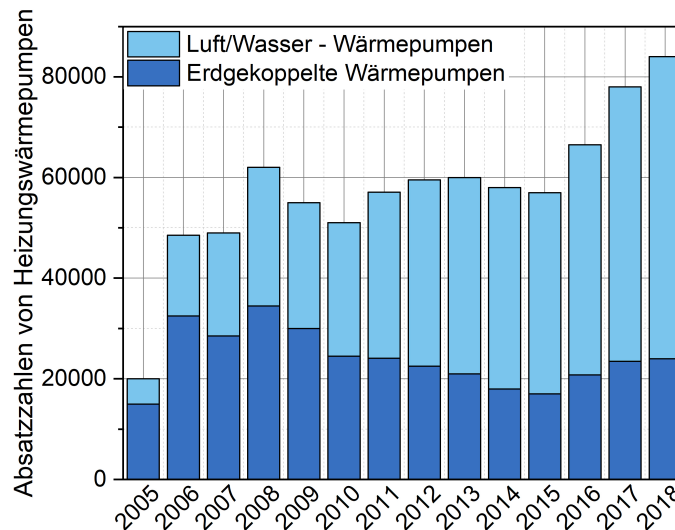


Abbildung 2.1.: Absatzentwicklung von (Raum-)Heizungswärmepumpen in Deutschland [15].

Der jährliche Absatz von Wärmepumpen ist seit 2005 deutlich gestiegen. Zwar ist in den letzten Jahren ein leichter Rückgang im Absatz von erdgekoppelten Wärmepumpen zu verzeichnen, allerdings nimmt der Absatz von Luft/Wasser - Wärmepumpen gleichzeitig stark zu. Der Grund hierfür liegt an den wesentlich höheren Anschaffungs- und Installationskosten für erdgekoppelte Wärmepumpen. Zudem stellt die Pflicht einer behördlichen Genehmigung für die Installation von Erdsonden einen zusätzlichen Aufwand dar. Dies hat zur Folge, dass Luft/Wasser - Wärmepumpen sich wesentlich schneller amortisieren und daher verstärkt auf den Markt drängen.

Die zunehmende Popularität von Wärmepumpen zeigt die Notwendigkeit zur Regulierung und technischen Charakterisierung dieser Technologie. Daher soll in diesem Abschnitt ein Überblick über aktuelle Maßnahmen zur Regulierung von Wärmepumpen

in der EU gegeben werden. Darüber hinaus werden Grundlagen der Thermodynamik, insbesondere die gängigen Kennzahlen zur Charakterisierung von Wärmepumpen, sowie der aktuelle Stand der Technik in der Wärmepumpenregelung und der Wärmepumpenprüfung erläutert.

2.1. Regulierungsmaßnahmen zur Energieeffizienzsteigerung

Für die Steigerung der Energieeffizienz im Haushaltssektor haben sich Mindesteffizienzanforderungen (MEPS), wie sie in Ökodesignverordnungen vorgegeben werden, sowie Energielabel zur Energieeffizienz - Kennzeichnung nachweislich als effektive Instrumente gezeigt [3, 4]. In der EU gibt es mit der Ökodesignrichtlinie 2009/125/EG [16] und der Rahmenverordnung zur Energieverbrauchskennzeichnung (EU) 2017/1369 [17] zwei sich ergänzende Instrumente zur Energieeffizienzsteigerung. Für Heizgeräte hat die EU die produktspezifischen Verordnungen 811/2013 - 814/2013 [18, 19, 20, 21] implementiert. Diese Verordnungen schaffen durch MEPS und Label Anreize für Hersteller, die Energieeffizienz ihrer Heizgeräte zu steigern. Verbraucher sollen durch die Etikettierung der Produkte zwischen effizienten und ineffizienten Heizgeräten differenzieren können und damit Möglichkeiten zum Energie- und Kostensparen erhalten.

2.1.1. Mindestanforderungen an die Energieeffizienz

MEPS schreiben eine Mindestenergieeffizienz für ErPs vor und sollen somit das Inverkehrbringen von Produkten, welche die Mindestanforderungen an die Energieeffizienz nicht erfüllen, verhindern [22]. Damit sind MEPS ein effektives Instrument sowohl zur Ermittlung von Energieeinsparungen [23] als auch zur Vermeidung ineffizienter Produkte [24]. Durch MEPS werden Hersteller ermutigt, in die weitere Effizienzsteigerung ihrer Produkte zu investieren, somit deren Verbrauch zu verringern und ihre Produkte damit wettbewerbsfähig zu gestalten [25]. Weltweit haben bereits viele Länder MEPS etabliert, um ineffiziente Produkte vom Markt zu nehmen.

Als erste Produktgruppen wurden, aufgrund ihres hohen Anteils am häuslichen Energieverbrauch, Heizgeräte reguliert [26]. Bis 2013 hatten rund 81 Länder produktspezifische Labels und Standards eingeführt [27]. In der EU legen Verordnungen im Rahmen der EU-Ökodesign-Richtlinie [16] die Mindestanforderungen an die Energieeffizienz von ErPs fest. Produkte, die nicht den Anforderungen entsprechen, dürfen in der EU nicht in Verkehr gebracht werden. Seit September 2015 müssen Wärmepumpen mit einer Nennleistung von < 400 kW für die mittlere Temperaturanwendung in der EU gemäß der Verordnung (EU) Nr. 813/2013 der Kommission [20] eine saisonale Effizienz von 110 % aufweisen (125 % für Niedertemperaturanwendungen).

2.1.2. Energieeffizienzkennzeichnung

Energieeffizienzkennzeichnungen sind technologieübergreifend und machen verschiedene Produkte, welche demselben Zweck dienen, vergleichbar. Das Energielabel für Heizgeräte ermöglicht zum Beispiel den Vergleich zwischen Wärmepumpe und Gas-Brennwertkessel. In Abbildung 2.2 wird exemplarisch das Energielabel für Wärmepumpen gezeigt.

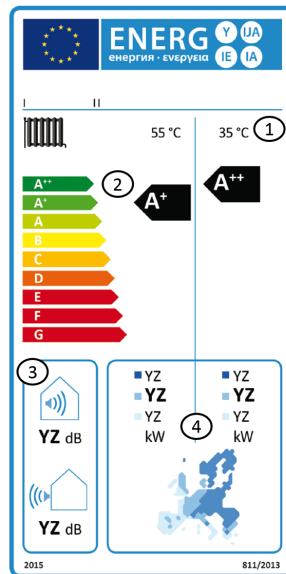


Abbildung 2.2.: Energielabel für Wärmepumpen mit Heizkreislauf:
1) Energieeffizienzklassifizierung für Niedertemperaturanwendungen (35 °C Vorlauftemperatur) 2) Energieeffizienzklassifizierung für mittlere Temperaturanwendungen (55 °C Vorlauftemperatur)
3) Schalleistungspegel für Innen- und Außenraum 4) Nennleistungen für unterschiedliche Klimaregionen und Temperaturanwendungen.

Die Klassen auf dem Energielabel ermöglichen dem Verbraucher, Unterschiede in der Energieeffizienz sowie die jährliche Stromersparnis bei einem Vergleich verschiedener Geräte abzuschätzen [28, 29]. In der EU gibt es das Energielabel als Instrument zur Senkung des Energieverbrauchs von ausgewählten Produkten seit 1992 [30, 17]. Die Energieeffizienzkennzeichnung der EU Rahmenverordnung (2017/1369) [31] legt verbindliche Kennzeichnungspflichten für ErPs in Form von Energieeffizienz und -verbrauch fest, um den Verbraucher bei seiner Kaufentscheidung für energieeffiziente Produkte zu unterstützen [32, 33, 34]. Diverse Studien zeigen, dass Energielabel Transparenz in komplexen Entscheidungssituationen und damit verbunden eine fundierte Kaufentscheidung für den Verbraucher schaffen können [35, 36, 37, 38]. Tatsächlich sind sich eine große Mehrheit der europäischen Verbraucher der Energiekennzeichnung bewusst und berücksichtigen sie bei ihren Kaufentscheidungen [39], da diese eine Abschätzung der Kosteneinsparungen durch den reduzierten Energieverbrauch

ermöglicht [40, 41, 42]. Betrachtet man zum Beispiel die Verkaufsdaten des Marktes für Luft/Luft - Wärmepumpen (Klimageräten) aus fünf europäischen Ländern (Frankreich, Deutschland, Italien, Polen, Großbritannien) von 2005 - 2008, so fällt auf, dass der Markt in diesem Zeitraum in Richtung höherer Energieeffizienz verschoben werden konnte. Diese Marktentwicklung dürfte vor allem auf die Einführung des Energielabels für Klimageräte im Jahr 2002 zurückzuführen sein [43]. Im Jahr 2013 wurden aufgrund dieser Effizienzsteigerung die zusätzlichen Energieeffizienzklassen A+, A++ und A+++ in das Label aufgenommen. Gemäß der von der Kommission delegierten Verordnung (EU) Nr. 813/2013 [20] wird die Energieeffizienz von Heizgeräten in den Energieeffizienzklassen von A+++ bis G bewertet, wobei A+++ die höchste Energieeffizienz und G die geringste Energieeffizienz abbildet. In Abbildung 2.3 wird die Energieklassenverteilung in der EU für unterschiedliche Wärmepumpen - Bauarten und verschiedene Temperaturanwendungen gezeigt.

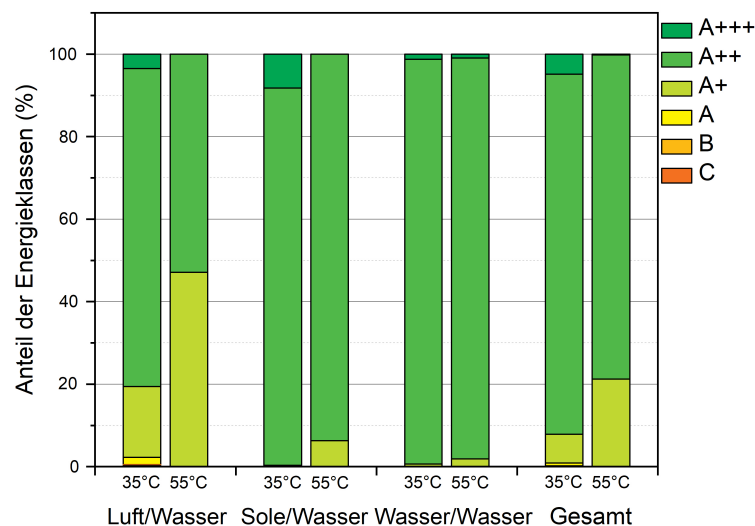


Abbildung 2.3.: Verteilung der Energieklassen für unterschiedliche Wärmepumpen-Bauarten und Temperaturanwendungen in der EU (Stand 2018).

Bedingt durch MEPS, die durch Ökodesign vorgegeben sind, befinden sich alle Wärmepumpen auf dem europäischen Markt in den Energieeffizienzklassen A bis A+++.

Im Allgemeinen sind erdgekoppelte Wärmepumpen (Sole - und Wasser - Wärmepumpen) effizienter als Luft/Wasser - Wärmepumpen. Dies hat mehrere Gründe: i) Zum einen liegt das an der im Vergleich zu Flüssigkeiten geringeren Wärmekapazität von Luft und ii) zum anderen daran, dass die Quelltemperatur bei Luft - Wärmepumpen temporären Schwankungen unterliegt. Erdgekoppelte Wärmepumpen sind hingegen einer stabilen Quelltemperatur ausgesetzt. iii) Darüber hinaus liegt die Quelltemperatur im Winter bei Luft - Wärmepumpen deutlich tiefer, als bei erdgekoppelten Wärmepumpen, wodurch der Temperaturhub zwischen Quell - und Senkenseite wesentlich größer ist. Damit reduziert sich die Effizienz. Dies verdeutlicht auch der Vergleich der beiden

Anwendungstemperaturen 35 °C und 55 °C: Je höher die Anwendungstemperatur, desto größer der Temperaturhub und desto niedriger die durchschnittliche Effizienz. Das Energielabel bietet eine transparente Einschätzung über die Effizienz einer Wärmepumpe und bezieht dabei ebenfalls verschiedene Bauarten und Anwendungsfälle in die Betrachtung mit ein. Damit das Energielabel jedoch weiterhin als effektives und umfassendes Instrument zur Energieeffizienzsteigerung genutzt werden kann, müssen nach Dianshu et al. [44] die Richtlinien zum Energielabel kontinuierlich an das Verbraucherverhalten angepasst werden.

2.2. Grundlagen zur Wärmepumpencharakterisierung

2.2.1. Thermodynamik

Das physikalische Grundprinzip einer Wärmepumpe mit elektrisch angetriebenem Verdichter beruht auf einem linksläufigen Kreisprozess. Hierbei wird ein dampfförmiges Arbeitsmedium (Kältemittel) durch die Aufwendung technischer Arbeit von einem niedrigen Druck- und Temperaturniveau auf ein höheres Niveau gebracht, um in der Folge abgekühlt und kondensiert zu werden. Dabei wird Wärme als Nutzenergie an ein externes System - den Heizkreis - abgegeben. In Abbildung 2.4 wird der Wärmepumpenprozess als Schaltbild sowie im $\log(p),h$ -Diagramm gezeigt.

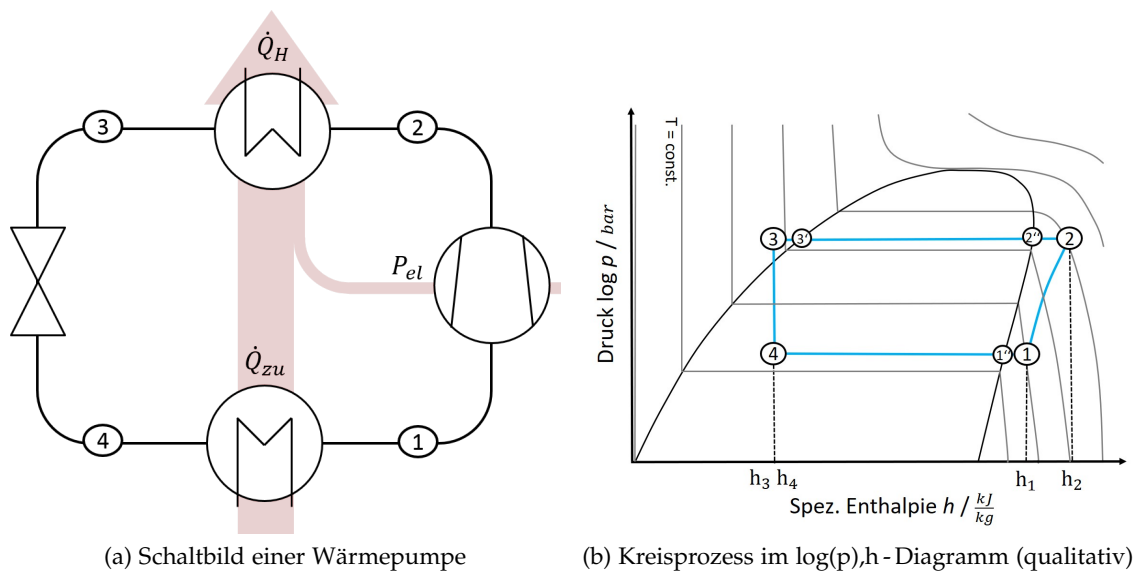


Abbildung 2.4.: Wärmepumpenprozess (a) als Schaltbild und (b) im $\log(p),h$ -Diagramm:
 1 → 2: Polytrope Verdichtung, 2 → 3: Isobare Wärmeabgabe, 3 → 4: Isenthalpe Drosselung, 4 → 1: Isobare Wärmezufuhr.

Der Wärmepumpenprozess lässt sich in die folgenden vier Prozessschritte unterteilen [45]:

- **Verdampfung (4 → 1)**
Durch die isobare Wärmezufuhr mittels einer externen Wärmequelle aus der Umwelt verdampft das Kältemittelfluid (1''). Um eine vollständige Verdampfung zu gewährleisten und damit Flüssigkeitstropfen im Verdichter zu verhindern, wird das Kältemittel im Verdampfer um weitere 2 K bis 10 K überhitzt. Im überhitzten Zustand (1) wird es vom Verdichter angesaugt.
- **Verdichtung (1 → 2)**
Der Verdichter komprimiert das Medium unter Aufwendung technischer Arbeit auf einen höheren Druck p_2 . Gleichzeitig erhöhen sich die Temperatur T sowie die Enthalpie H . Volumetrische und thermische Verluste sowie Reibung führen zu einer Abweichung zwischen der realen und der isentropen Verdichtung.
- **Kondensation (2 → 3)**
Im Kondensator gibt der Kältemitteldampf seine Wärme aufgrund des vorliegenden Temperaturgradienten zum Heizkreis an diesen ab und kondensiert in der Folge vollständig (3'). Der hierbei übertragene Wärmestrom wird als Heiz- oder Kondensatorleistung der Wärmepumpe \dot{Q}_H bezeichnet.
- **Expansion (3 → 4)**
Der Kreislauf wird geschlossen, indem das Kältemittel durch ein Expansionsventil isenthalp wieder auf den Ausgangszustand entspannt wird.

Zur energetischen Charakterisierung von Wärmepumpen bedient man sich der thermodynamischen Betrachtung des Verhältnisses von Nutzleistung (Heizleistung) zu aufgewandter elektrischer Leistung. Der Coefficient of Performance (COP) ist in diesem Zusammenhang die gängige Kennzahl zur Beschreibung der Energieeffizienz in einem Betriebspunkt. Nach Tsatsaronis [46] ergibt sich der COP aus dem Quotienten der Heizleistung \dot{Q}_H am Kondensator zur elektrischen Aufnahmeleistung P_{el} aller Komponenten, wobei der Verdichter den Großteil der elektrischen Aufnahmeleistung ausmacht. Die in dieser Arbeit praktizierte Methode zur Ermittlung der Heizleistung \dot{Q}_H wird in Gleichung 2.1 gezeigt. Die Heizleistung wird über die Bilanzierung der Temperaturzustände im Vor- und Rücklauf des Heizkreises und unter Berücksichtigung des Massenstroms sowie der Wärmekapazität des Heizwassers ermittelt.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el,w}} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL})}{U \cdot I \cdot \cos \Phi} \quad (2.1)$$

mit:

COP	Coefficient of Performance	$[-]$
\dot{Q}_H	Heizleistung	$[W]$
$P_{el,w}$	Elektrische Wirkleistung	$[W]$
$c_{p,w}$	Spezifische Wärmekapazität des Heizwassers	$[J\ kg^{-1}K^{-1}]$
\dot{m}_w	Massenstrom des Heizwassers	$[kgs^{-1}]$
ϑ_{VL}	Vorlauftemperatur des Heizkreises	$[^{\circ}C]$
ϑ_{RL}	Rücklauftemperatur des Heizkreises	$[^{\circ}C]$
U	Elektrische Spannung	$[V]$
I	Elektrische Stromstärke	$[A]$
Φ	Phasenverschiebungswinkel	$[^{\circ}]$

Die durchschnittlichen COPs von Wärmepumpen, ermittelt unter den in der EN 255 [47] bzw. der EN 14511 [48] beschriebenen Normnennbedingungen, haben sich in Deutschland in den letzten Jahren sukzessive gesteigert. In Abbildung 2.5 wird diese stetige Steigerung der Energieeffizienz gezeigt.

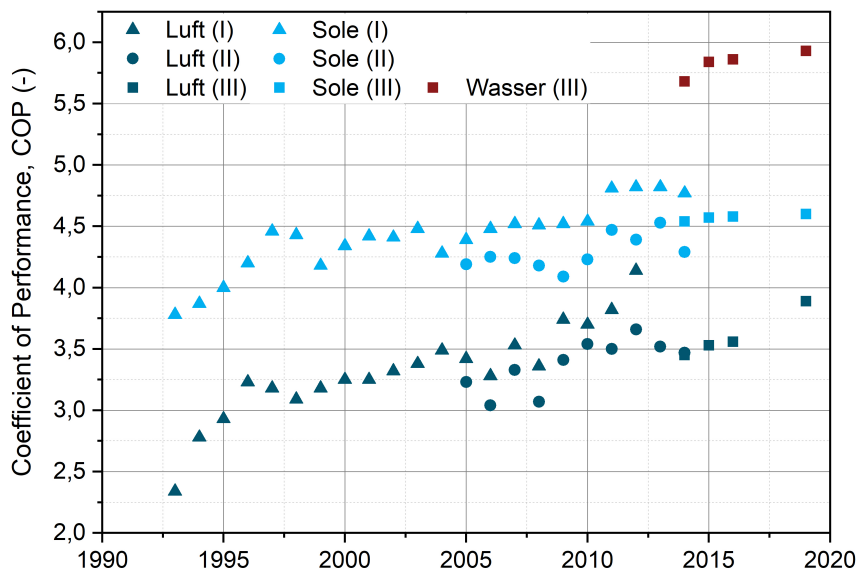


Abbildung 2.5.: Entwicklung des COP unter Normnennbedingungen seit 1993: (I):NTB nach EN255; (II) NTB nach EN14511; (III) BAFA nach EN14511.

Neben der generellen stetigen Zunahme des COPs im Laufe der Zeit ist auch ein charakteristischer Unterschied zwischen den einzelnen Bauarten erkennbar. Der mit (I) gekennzeichnete Verlauf beruht auf Messwerten der Schweizer Innerstaatlichen Hochschule für Technik (NTB), gemessen mit einem Prüfverfahren nach EN 255 [49, 47]. Ab 2005 wurden Wärmepumpen hingegen nach der EN 14511 [48] geprüft (II). Da in der EN 255 die Warmwasserbereitung mit einer Temperaturspreizung von 10 K (Rücklauf 25 °C) berücksichtigt wird und die EN 14511 von einer Spreizung von 5 K

ausgeht, kommt es, methodisch bedingt, zu leichten Unterschieden in den COP - Werten. Die aktuellsten Daten (III) stammen aus den jährlichen Prüflisten des Bundesamtes für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) und sind ebenfalls mit der EN 14511 ermittelt worden [50]. Luft/Wasser - Wärmepumpen haben, wie bereits zu Beginn des Kapitels erwähnt, zwar den Vorteil einer verhältnismäßig schnellen Amortisation, sind allerdings aufgrund ihres Wärmequellenmediums Luft in der Regel schlechter in ihrer Effizienz als Bauarten mit erdgekoppelten Quellen. Bei den erdgekoppelten Bauarten kann zudem im Sommer mittels passiver Kühlung die geringe Temperatur des Erdreiches zum Kühlen des Hauses genutzt werden, was mit dem Bruchteil des Energieaufwandes einer Klimaanlage oder der aktiven Kühlung mit einer Wärmepumpe erfolgt [51]. Dies hebt die energetische und wirtschaftliche Wertigkeit der erdgekoppelten Wärmepumpen im Vergleich zu Luft/Wasser - Wärmepumpen hervor. Der Nutzen des Kühlprozesses ist die Wärmeaufnahme \dot{Q}_c ($4 \rightarrow 1$) am Verdampfer. Der Aufwand ist, wie auch im Heizfall, die elektrische Aufnahmeleistung P_{el} . Das Äquivalent des COPs für den Kühlfall ist das Energy Efficiency Ratio (EER).

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{P_{el}} \quad (2.2)$$

mit:

EER	Energy Efficiency Ratio	$[-]$
\dot{Q}_c	Wärmestrom am Verdampfer	$[W]$

2.2.2. Auslegungs - und Regelungskonzepte

Wärmepumpen sind in der Regel so ausgelegt, dass ihre Nennleistung dem Wärmebedarf des Gebäudes am kältesten Tag der Heizperiode oder, bei Wärmepumpen mit Backup - Systemen, dem Bivalenzpunkt entspricht. In jedem Fall wird die Wärmepumpe durch diese Auslegungen die meiste Zeit über im Teillastbereich betrieben, was zu deutlich höheren COPs führt, als unter Nennleistung zu erwarten wäre. Ist das Wärmepumpensystem in Bezug auf den Gebäudewärmebedarf jedoch unterdimensioniert, so arbeitet die Wärmepumpe größtenteils mit voller Nennleistung. Die Effizienz der Wärmepumpe ist dann weiterhin gut, aber ihr Potenzial wird meist schlecht genutzt. Daher ist es wichtig, die passende Wärmepumpe zur Deckung des Gebäudewärmebedarfs auszuwählen, damit diese im effizienten Teillastbereich läuft. Um das Betriebsverhalten bei Teillast zu optimieren, wurden in den letzten Jahren verstärkt wechselrichtergesteuerte Wärmepumpen mit Invertern auf den Markt gebracht. Diese Wärmepumpen können ihre Heizleistung stufenlos an den Wärmebedarf des Gebäudes anpassen, indem sie ihre Verdichterdrehzahl mittels Impulsbreitenmodulation (IBM) und Impulsamplitudenmodulation (IAM) über den Wechselrichter kontinuierlich regeln. Da im Gegensatz zu einem Ein/ Aus - Betrieb die Druckdifferenz nicht jedes Mal beim Starten des Verdichters erst wieder aufgebaut werden muss, bevor effektiv Heizleistung abgegeben werden kann, sind wechselrichtergesteuerte Wärmepumpen wesentlich effizienter als taktende

Geräte. So zeigten Shao et al. [52] und Tu et al. [53], dass die korrekte Anpassung der Heizleistung an den Wärmebedarf den Stromverbrauch von Wärmepumpen signifikant reduziert und die Betriebsdrehzahl des Verdichters dabei einen wesentlichen Einfluss auf die Effizienz der Wärmepumpe hat. Aus diesem Grund entwickelten viele Studien Regelungsstrategien, welche auf der Variation der Verdichterdrehzahl beruhen (z.B. [54, 55, 56]).

Neben PI(D)-Reglern werden für die Optimierung der Wärmepumpenregelung zunehmend prädiktive Regler eingesetzt. Sie haben den Vorteil, dass sie auf den zu regelnden Prozess numerisch zugeschnitten sind. Somit können sie vorausschauen, wie das System am wahrscheinlichsten reagiert, um darauf zielgerichtet zu reagieren [57]. Ihr Einsatz ist dabei vor allem bei stark gedämpften Systemen, wie etwa Wärmepumpen, vorteilhaft [58]. Durch prädiktive Regler können Wärmepumpen gezielt zu Zeiten betrieben werden, bei denen die Wärmeerzeugung aus energetischer und kostentechnischer Sicht günstig ist [59]. Hirota et al. [60] haben in einer Studie gezeigt, dass prädiktive Regler im Vergleich zu PI(D)-Reglern eine 70 % größere mittlere saisonale Effizienz liefern können.

2.2.3. Standardisierte Prüfverfahren

Standardisierte Methoden zur Bestimmung der saisonalen Energieeffizienz von Wärmepumpen werden in diversen nationalen und kontinentalen Standards, wie etwa AS/NZS 3823 [61], ANSI/AHRI Standard 201/240 [62], ASHRAE 116-2010 [63] oder JIS C9612 [64], beschrieben. In Europa definiert die EN 14825:2018 [65] das Prüfverfahren zur Bestimmung der saisonalen Energieeffizienz von Wärmepumpen. In der grundlegenden Methodik unterscheiden sich die genannten Standards nicht, es werden lediglich unterschiedliche klimatische Annahmen getroffen. Damit eine saisonale Effizienz ermittelt werden kann, werden mehrere Messungen bei unterschiedlichen Wärmeanforderungen durchgeführt. Die Prüfung besteht daher aus Messungen bei verschiedenen Betriebszuständen sowohl bei Voll- als auch bei Teillast, um die Betriebszustände zu berücksichtigen, bei denen die Wärmepumpen während einer Heizsaison überwiegend läuft.

Im Folgenden wird die grundlegende Methodik aktueller Standards am Beispiel des europäischen Standards EN 14825:2018 gezeigt. Grundlage für den Heizbedarf in den einzelnen Betriebspunkten ist die vom Hersteller angegebene und auf die Wärmepumpe zugeschnittene Gebäudenennlast P_{design} eines fiktiven Gebäudes. Ausgehend von der Gebäudenennlast P_{design} ($T_{\text{design}} = -10^\circ\text{C}$, für mittleres Klima) ergibt sich durch eine lineare Gebäudelastkurve und dem Teillastverhältnis PLR (engl. part load ratio) der Heizbedarf in den einzelnen Betriebspunkten wie folgt [65]:

$$\dot{Q}_{\text{PLR}} = \frac{T_j - 16^\circ\text{C}}{T_{\text{design}} - 16^\circ\text{C}} \cdot P_{\text{design}}(T_{\text{design}}) = PLR \cdot P_{\text{design}}(T_{\text{design}}) \quad (2.3)$$

mit:

\dot{Q}_{PLR}	Heizbedarf bei Außentemperatur T_j	[W]
T_{design}	Außentemperatur bei Gebäudenennlast P_{design}	[°C]
T_j	Temperaturstufen(BIN)-Außentemperatur	[°C]
P_{design}	Gebäudenennlast lt. Hersteller	[W]
PLR	Teillastverhältnis	[—]

Damit wird der Optimalfall simuliert, bei dem der Wärmepumpenprüfling ein auf seine Nennleistung zugeschnittenes Referenzgebäude beheizen muss. Über- und Unterdimensionierung des Systems, wie in Unterabschnitt 2.2.2 beschrieben, sollen somit ausgeschlossen werden. Eine Prüfung nach EN 14825:2018 besteht aus Messungen bei fünf bis sieben Betriebspunkten, welche sich aus der betrachteten Klimazone (kälter, mittel und wärmer), der Betriebsweise des Prüflings (monovalent oder bivalent) sowie dem Wärmepumpentyp ergeben. Grundsätzlich sind in jedem Fall vier Messungen bei definierten Teillastbedingungen vorgeschrieben. Zusätzlich zu diesen Messungen kommen eine Messung unter Volllast bei Gebäudenennlast P_{design} und je nach Auslegung der Wärmepumpe und betrachteten Klimazone eine Messung bei der Betriebsgrenztemperatur TOL hinzu. Im Falle von Luft/Wasser - Wärmepumpen kommt noch eine weitere Messung hinzu, sofern die Bivalenztemperatur T_{biv} nicht gleich der Außentemperatur bei Nennleistung (T_{design}) ist und damit ein bivalenter Betrieb vorliegt. Für jede Messung werden die elektrische Aufnahmeleistung, die Heizleistung sowie der daraus resultierende COP ermittelt. Um den in der EN 14825:2018 geforderten kontinuierlichen Wärmepumpenbetrieb zu gewährleisten, wird im Teillastbereich die Vorlauftemperatur ϑ_{VL} abhängig vom Prüfling individuell erhöht. Damit ergeben sich Heizleistungen \dot{Q}_H , welche größer als der im Betriebspunkt angegebene Heizbedarf ist. Um rückwirkend den COP bei dem angegebenen Heizbedarf zu erhalten, wird der gemessene $COP_d(T_j)$ rechnerisch nach Gleichung 2.4 korrigiert [65]:

$$COP_{bin}(T_j) = COP_d(T_j) \cdot \frac{CR}{Cd \cdot CR + (1 - Cd)} \quad (2.4)$$

mit:

$COP_{bin}(T_j)$	Korrigierter COP bei der Temperatur T_j	[—]
$COP_d(T_j)$	Gemessener COP bei der Temperatur T_j	[—]
CR	Leistungsverhältnis ¹	[—]
Cd	Minderungsfaktor ²	[—]

Die für die verschiedenen Betriebspunkte ermittelten $COP_{bin}(T_j)$, Heizbedarfe \dot{Q}_{PLR} sowie elektrische Aufnahmeleistungen P_{el} werden über den gesamten Außentemperaturbereich linear inter- bzw. extrapoliert, um alle (Außen-) Temperaturen einer Heizsaison

¹Verhältnis zwischen angepasster Heizleistung und gefordertem Heizbedarf bei T_j

²Der Minderungsfaktor berücksichtigt den Verlust bei inkontinuierlichem Wärmepumpenbetrieb (Ein/Aus). Er kann sowohl messtechnisch ermittelt oder zu 0,9 gewählt werden.

abzudecken. Für das mittlere europäische Klima wird der Temperaturbereich zum Beispiel von -10°C bis 15°C angesetzt. Da der elektrische Zusatzheizer der Wärmepumpe während der Prüfung deaktiviert wird, deckt die Wärmepumpe den geforderten Heizbedarf bei Außentemperaturen unterhalb des Bivalenzpunktes nicht ausreichend. Daher wird eine elektrische Zusatzheizung rechnerisch auf die gemessene elektrische Aufnahmeleistung beaufschlagt.

Im Anschluss an die Interpolation wird jeder Außentemperatur mit der sogenannten BIN-Methode eine Häufigkeit in Stunden pro Heizsaison zugeordnet. Die resultierende BIN-Verteilung basiert auf realen Wetterdaten (z.B. Straßburg für das mittlere europäische Klima). Die über die Außentemperatur interpolierten/extrapolierten Werte für den Heizbedarf und die Stromaufnahmeleistung werden mit den Häufigkeiten der zugehörigen Außentemperatur aus der BIN-Verteilung verrechnet und kumuliert, um eine Jahreswärmemenge Q_h bzw. einen Jahresstromverbrauch E_{el} zu erhalten. In Abbildung 2.6 ist die BIN-Verteilung für die in der EN 14825:2018 verwendeten drei europäischen Klimazonen gezeigt.

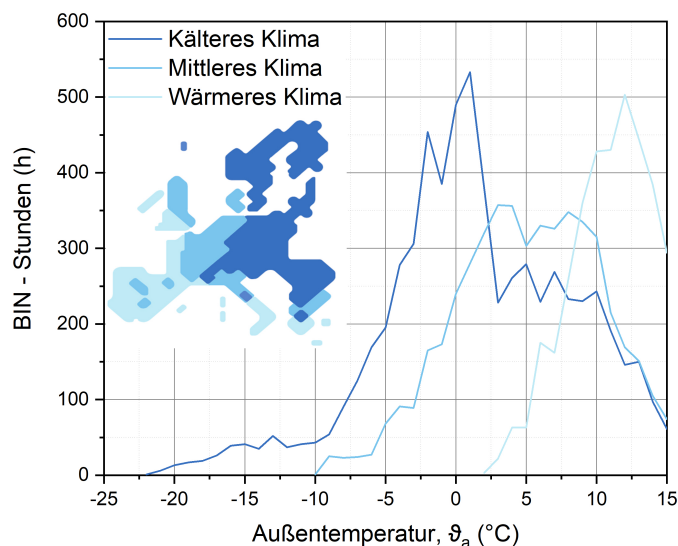


Abbildung 2.6.: BIN-Temperaturverteilung für wärmeres, mittleres und kälteres europäisches Klima. [65]

Mittels der Jahreswärmemenge Q_h und dem Jahresstromverbrauch E_{el} lässt sich mit Gleichung 2.5 eine saisonale Effizienz berechnen, bei der jedoch die Verluste durch Standzeiten nicht mit berücksichtigt sind [65].

$$SCOP_{on} = \frac{Q_h}{E_{el}} = \frac{\sum_j Q_{h,j}}{\sum_j E_{el,j}} \quad (2.5)$$

mit:

$SCOP_{on}$	Seasonal Coefficient of Performance (Aktivmodus)	[-]
Q_h	Jahreswärmemenge	[kWh]
E_{el}	Jahresstromverbrauch	[kWh]
$Q_{h,j}$	Anteilige Jahreswärmemenge bezogen auf eine Temperatur T_j	[kWh]
$E_{el,j}$	Jahresstromverbrauch bezogen auf eine Temperatur T_j	[kWh]

Um die Verluste durch Standzeiten zu berücksichtigen, werden weitere Messungen in folgenden Betriebszuständen durchgeführt: Betriebsbereitschaftsmodus (SB), Kurbelgehäuseheizung (CK), Modus AUS (off) und Temperaturregler AUS (TO). Bei diesen Messungen wird jeweils die Stromaufnahmeleistung P_i gemessen und mit Annahmen für die Länge der jeweiligen Standzeit H_i während einer Heizsaison verrechnet. Unter Berücksichtigung der ermittelten Energieverbräuche ergibt sich mit dem Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) eine saisonale Effizienz der Wärmepumpen [65]:

$$SCOP = \frac{P_{design} \cdot H_{HE}}{\frac{P_{design} \cdot H_{HE}}{SCOP_{on}} + \sum_i H_i \cdot P_i} \quad (2.6)$$

mit:

H_{HE}	Jährliche Zeit im Aktivmodus	[h]
----------	------------------------------	-----

Im letzten Schritt wird der SCOP mittels Gleichung 2.7 zur Berücksichtigung des Primärenergieverbrauchs in die jahreszeitbedingte Raumheizungsenergieeffizienz η_s umgerechnet [65].

$$\eta_s = \frac{SCOP}{CC} - \sum F(i) \quad (2.7)$$

CC^3 ist der Umwandlungskoeffizient und $\sum F(i)$ ist der Korrekturfaktor für weitere Verluste durch den Temperaturregler sowie Sole- und Wasserpumpen auf Quellseite. $\sum F(i)$ beträgt 8 % für Sole- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen und 3 % für Luft/Wasser-Wärmepumpen, da Letztere keine Sole- oder Wasserpumpen auf Quellseite besitzen. Die jahreszeitbedingte Raumheizungsenergieeffizienz η_s ist der Kennwert für die Deklaration der Energieeffizienz von Heizgeräten auf dem Energielabel.

Ein Überblick über die Energieeffizienzklassifizierung von Wärmepumpen für die Anwendung bei mittleren Temperaturen ($\vartheta_{VL} = 55^\circ\text{C}$) und für Niedertemperaturanwendungen ($\vartheta_{VL} = 35^\circ\text{C}$) wird in Tabelle 2.1 gezeigt. Da dieselbe Skalierung auch

³Der Umwandlungskoeffizient (CC) spiegelt den in der EU geschätzten durchschnittlichen Stromerzeugungswirkungsgrad von 40 % gemäß der Richtlinie 2012/27/EG des Europäischen Parlaments und des Rates wider; der Wert des Umwandlungskoeffizienten beträgt zurzeit $CC = 2,5$.

Tabelle 2.1.: Energieeffizienzklassifizierung von Wärmepumpen anhand der jahreszeitbedingten Raumheizungsenergieeffizienz η_s [18].

Energieklasse	η_s in % ($\vartheta_{VL} = 55^\circ\text{C}$)	η_s in % ($\vartheta_{VL} = 35^\circ\text{C}$)
A+++	$\eta_s \geq 150$	$\eta_s \geq 175$
A++	$125 \leq \eta_s < 150$	$150 \leq \eta_s < 175$
A+	$98 \leq \eta_s < 125$	$123 \leq \eta_s < 150$
A	$90 \leq \eta_s < 98$	$115 \leq \eta_s < 123$
B	$82 \leq \eta_s < 90$	$107 \leq \eta_s < 115$
C	$75 \leq \eta_s < 82$	$100 \leq \eta_s < 107$
D	$36 \leq \eta_s < 75$	$61 \leq \eta_s < 100$
E	$34 \leq \eta_s < 36$	$59 \leq \eta_s < 61$
F	$30 \leq \eta_s < 34$	$55 \leq \eta_s < 59$
G	$\eta_s < 30$	$\eta_s < 55$

für andere Heizgeräte angewandt wird, können Wärmepumpen direkt mit anderen Heizgeräten verglichen werden. Die Mindestanforderungen für Wärmepumpen durch das Ökodesign geben vor, dass Wärmepumpen mindestens die Energieeffizienzklasse A erreichen müssen. Die meisten Wärmepumpen auf dem Markt erreichen sogar die Energieeffizienzklassen A++ und A+++ und somit saisonale Effizienzen von über 125 % (vgl. 2.1). Damit sind Wärmepumpen auch unter Berücksichtigung der aufgewandten Primärenergie wesentlich effizienter als elektrische Heizer oder Wärmeerzeuger mit Verbrenner (max. Energieeffizienzklasse A). Der bereits in Abschnitt 2.1 beschriebene Umstand, dass es sich bei Wärmepumpen um eine hocheffiziente Lösung für den Heizungsmarkt handelt, wird hier noch einmal verdeutlicht. Aufgrund der zunehmenden Integration von Erneuerbaren Energien ist im Zuge der Revision der europäischen Verordnungen und Richtlinien eine Anpassung des Umwandlungskoeffizienten CC an den aktuellen europäischen Strommix im Gespräch. Damit könnten Wärmepumpen in Zukunft unter Standardbedingungen noch effizienter und der Abstand zu konventionellen Heizgeräten noch deutlicher werden.

3. Analyse von harmonisierten Prüfverfahren für Wärmepumpen

Um die Energieeffizienz von ErPs zu steigern, sind MEPS und Label effektive Instrumente. Harmonisierte Prüfverfahren, die eine vergleichbare Bewertung der Geräte hinsichtlich ihrer Energieeffizienz ermöglichen, sind in diesem Zusammenhang zwingend erforderlich. Vielmehr sind MEPS und Label stark abhängig vom Design solcher Prüfverfahren [66]. Ein harmonisiertes Prüfverfahren sollte daher zuverlässig sein und insbesondere die folgenden Kriterien erfüllen [67, 68]:

- **Wiederholbarkeit:** Die Übereinstimmung der Ergebnisse, z.B. in Bezug auf Energieverbrauch oder Leistung, wenn dasselbe Produkt unter denselben Bedingungen wiederholt getestet wird, z.B. im selben Labor durch dasselbe Personal;
- **Reproduzierbarkeit:** Die Übereinstimmung der Ergebnisse, wenn dasselbe Produkt unter etwas anderen Bedingungen aber unter Verwendung desselben Prüfverfahrens erneut getestet wird, z.B. in einem anderen Labor;
- **Repräsentativität:** Die Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen durch die Anwendung des Prüfverfahrens im Labor und den Ergebnissen, die im Feld (bei den Endverbrauchern) erzielt werden;
- **Erschwinglichkeit:** Angemessene Kosten und Zeitaufwand für die Durchführung des Prüfverfahrens.

Die Notwendigkeit von Prüfverfahren, welche repräsentative Einsatzbedingungen widerspiegeln, wurde bereits in vielen Studien für verschiedenste ErPs hervorgehoben [69, 70, 71, 72].

Um einen transparenten Markt zu gewährleisten, führen die Marktüberwachungsbehörden stichprobenartige Produktprüfungen mit dem harmonisierten Prüfverfahren durch und überprüfen damit die vom Hersteller angegebenen Werte auf dem Energie-label. Diese Prüfungen sollten unabhängig vom Hersteller des zu prüfenden Gerätes durchführbar sein. Daher sollte ein für MEPS und Label genutztes Prüfverfahren im Sinne eines für den Kunden transparenten Marktes zusätzlich zu den oben genannten Punkten das folgende Kriterium erfüllen [73]:

- **Out of the box testing:** die Möglichkeit, das Produkt ohne Unterstützung eines Dritten prüfen zu können.

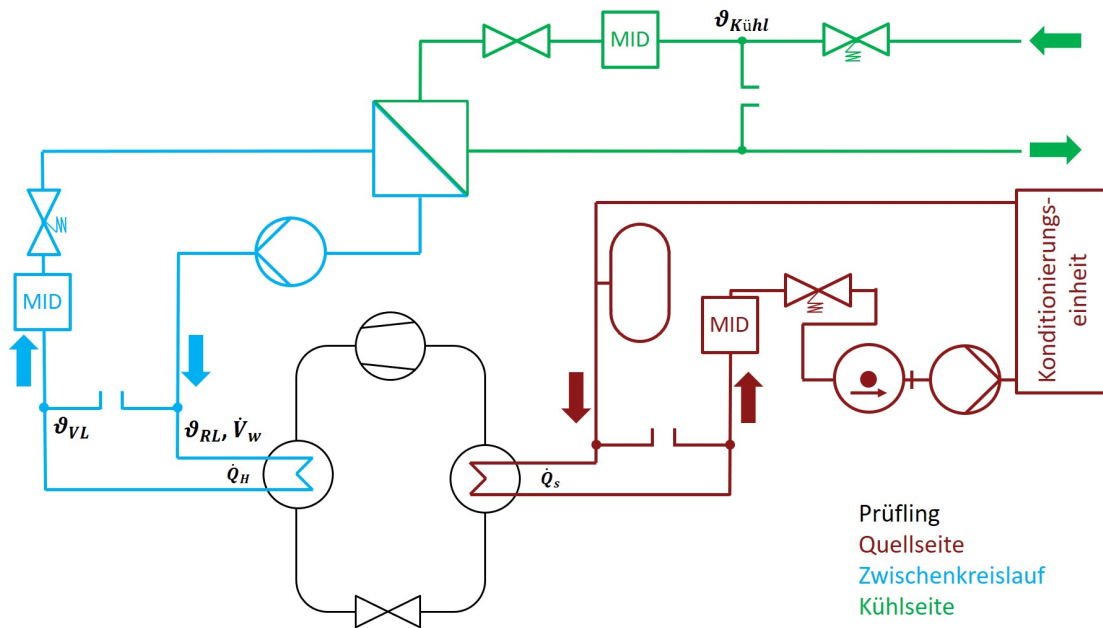
Darüber hinaus muss die Methodik des Prüfverfahrens so gewählt werden, dass die Prüfung Kennwerte generiert, welche es dem Verbraucher ermöglichen, das für seinen Anwendungsfall optimale Produkt identifizieren zu können. Dies muss auch im Heizungssektor und unabhängig vom Energieträger möglich sein:

- Vergleichbarkeit: die Möglichkeit verschiedene Produkte aus einer Produktgruppe direkt miteinander hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und ihres Jahresenergieverbrauchs bezogen auf ein Referenzsystem zu vergleichen (z.B. Wärmepumpe vs. Gas-Brennwertkessel).

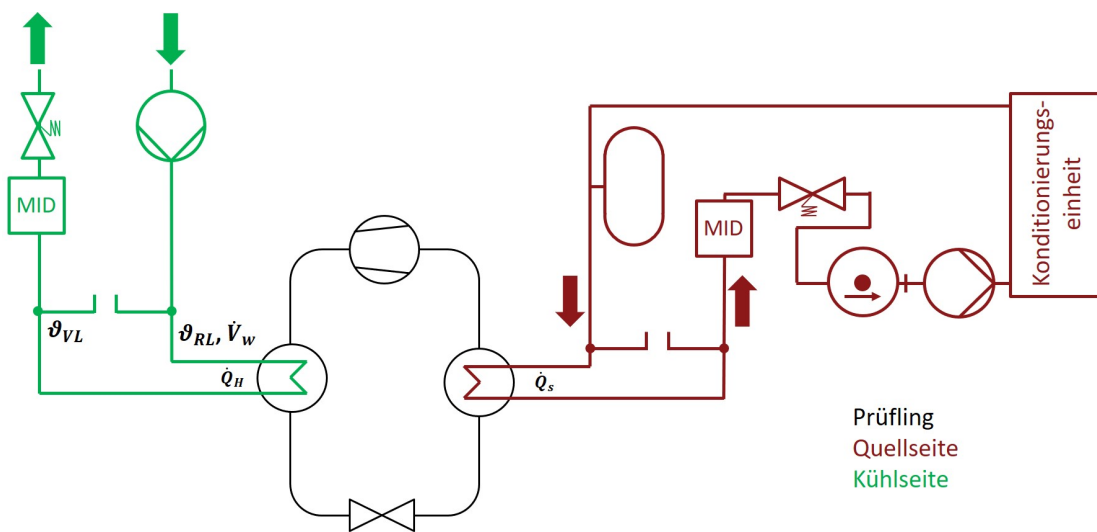
Durch die Auswertung von Ringversuchen sowie einer Vielzahl von Einzelversuchen wird die EN 14825:2018 hinsichtlich der zuvor genannten Kriterien analysiert. Die EN 14825:2018 beschreibt das harmonisierte Prüfverfahren für Wärmepumpen in Europa. Da sie sich von anderen kontinentalen und internationalen Standards zur Wärmepumpenprüfung lediglich in ihrer Annahmen bezüglich des Klimas und damit in den Temperatur- und Feuchtebedingungen sowie der Temperaturgewichtung unterscheiden, lassen sich die Ergebnisse dieser Analyse auch auf diese Standards übertragen.

3.1. Prüfaufbau

In diesem Abschnitt wird der Prüfaufbau für einen konventionellen Wärmepumpenprüfstand erläutert. Sowohl die Messungen nach EN 14825:2018 in den Ring- und Einzelversuchen wie auch die in dieser Arbeit entwickelten Prüfverfahren wurden mit einem dieser konventionellen Wärmepumpen-Prüfstände durchgeführt. Der Prüfaufbau ist in Abbildung 3.1 für Sole/Wasser-Wärmepumpen und in Abbildung 3.2 für Luft/Wasser-Wärmepumpen dargestellt. Für beide Wärmepumpenbauarten besteht der Prüfstand aus einer Quellseite sowie einer Senkenseite. Die Senkenseite kann optional mit einem Zwischenkreislauf ausgestattet werden. Bei Grundwasser-Wärmepumpen bestehen beide Seiten aus einem Kreislaufsystem, in dem ein Fluid zirkuliert, enthalpisch bilanziert und je nach Anforderung thermisch aufbereitet wird. Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen steht die Verdampferereinheit der Wärmepumpe auf der Quellseite in einer Klimakammer, welche kalometrisch bilanziert und auf Basis der Bilanzierung sowie der Prüfanforderungen konditioniert wird.

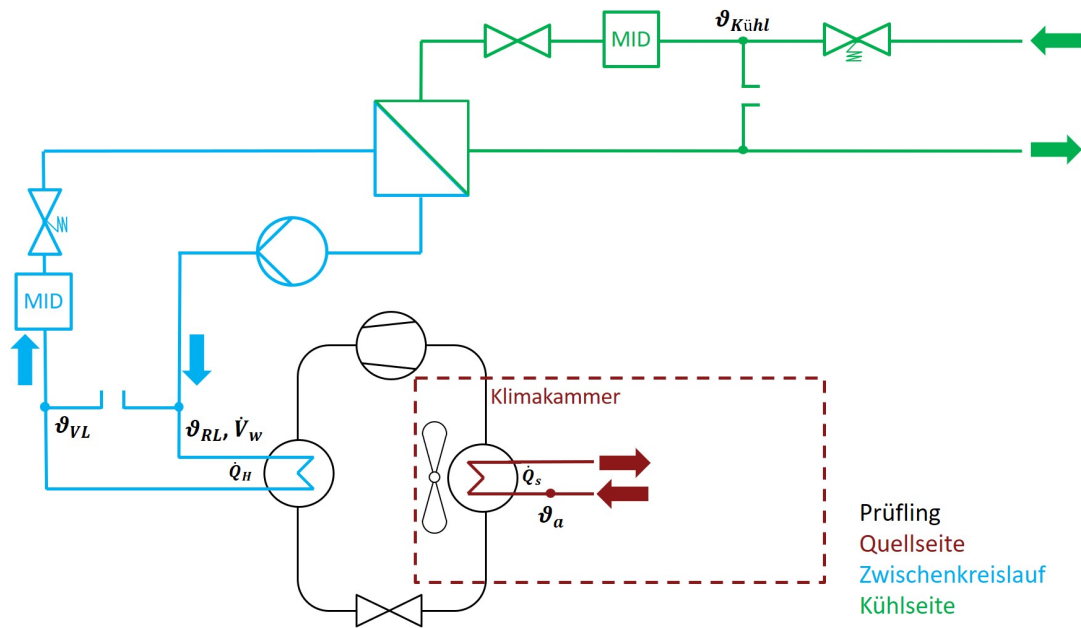


(a) Sole- und Wasser/Wasser Prüfstand mit Zwischenkreislauf

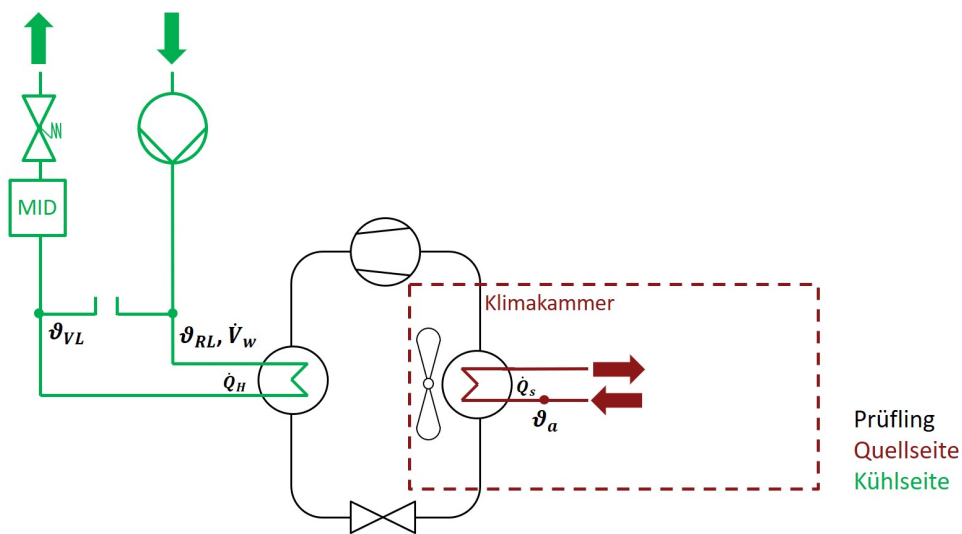


(b) Sole- und Wasser/Wasser - Prüfstand ohne Zwischenkreislauf

Abbildung 3.1.: Schematische Darstellung der Aufbauvarianten für die Prüfung von Sole- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen.



(a) Luft/Wasser - Prüfstand mit Zwischenkreislauf



(b) Luft/Wasser - Prüfstand ohne Zwischenkreislauf

Abbildung 3.2.: Schematische Darstellung der Aufbauvarianten für die Prüfung von Luft/Wasser Wärmepumpen.

3.2. Ringversuche

Im Rahmen eines Ringversuchs wurden in Zusammenarbeit mit fünf akkreditierten Prüflaboren zwei Sole/Wasser-Wärmepumpen jeweils ohne Inverter mit Wärmenennleistungen von 10 kW und 42 kW geprüft. In jedem Labor wurden vier Vollprüfungen nach EN 14825:2018 durchgeführt. Die Prüfdauer variierte von Prüflabor zu Prüflabor, lag aber im Mittel bei einer Arbeitswoche. Die Prüfkosten für eine Vollprüfung lagen zwischen 15.000 und 20.000 €, unabhängig von der Dauer der Prüfung.

Die primären Kennzahlen für die Auswertung eines Ringversuches und zur Bewertung der angewandten Prüfmethode sind die Wiederholstandardabweichung s_r und die Vergleichsstandardabweichung s_R . Auf Basis der Wiederholstandardabweichung kann man eine Aussage über die intra-laborale Präzision treffen, die Vergleichsstandardabweichung bestimmt die inter-laborale Präzision der Prüfmethode. Letztere eignet sich laut Hässelbarth [74] außerdem als Schätzwert für die Messunsicherheit. Da bereits systematische Effekte wie zum Beispiel unterschiedliche Arbeitsweisen der Labore in der Vergleichsstandardabweichung berücksichtigt werden, ist eine zusätzliche Einrechnung systematischer Unsicherheitsbelänge nicht erforderlich [74]. Der Vertrauensbereich p für die Standardabweichung liegt mit einem Erweiterungsfaktor von $k=2$ bei 95%. Abbildung 3.3 zeigt die Ergebnisse des Ringversuchs exemplarisch für die Wärmepumpe mit 10 kW Nennleistung.

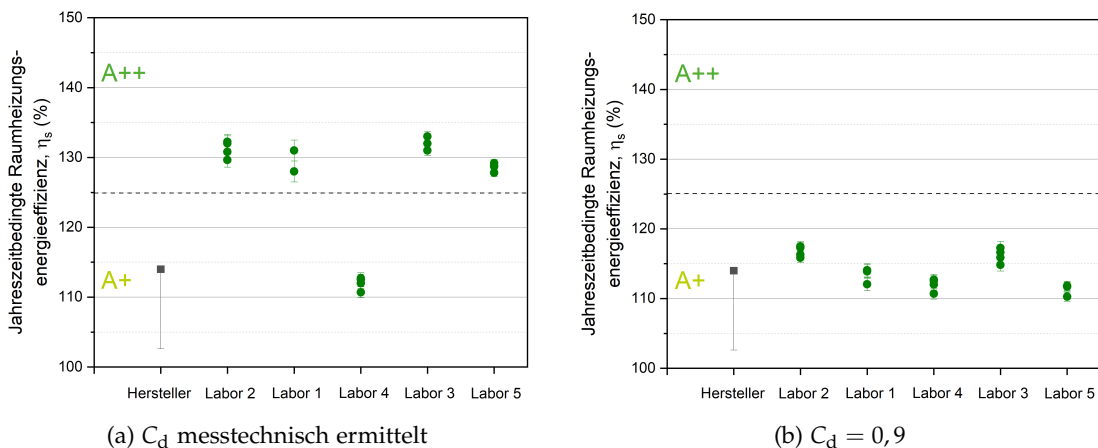


Abbildung 3.3.: Saisonale Effizienz einer Sole/Wasser-Wärmepumpe, ermittelt in fünf Laboren mit jeweils vier Wiederholungsprüfungen nach EN 14825:2018.

Die ermittelten saisonalen Effizienzen zeigen auf dem ersten Blick eine geringe Streuung zwischen den verschiedenen Laboren. Wie in Unterabschnitt 2.2.3 beschrieben, stellt die EN 14825:2018 frei, ob der Minderungsfaktor C_d messtechnisch ermittelt oder der in der Norm definierte Wert von 0,9 genutzt wird. Vier der fünf Prüfinstitute haben den Minderungsfaktor C_d messtechnisch ermittelt, lediglich Labor 3 hat den in der

EN 14825:2018 vorgegeben Wert von 0,9 angewandt. Die saisonalen Effizienzen, welche mit den messtechnisch ermittelten Minderungsfaktoren bestimmt wurden, liegen für die vier Labore im Mittel bei 130,3 % bei einer Wiederholstandardabweichung von 0,9 % und einer Vergleichsstandardabweichung von 1,3 % (Abb. 3.3a). Abbildung 3.3b hingegen zeigt die saisonalen Effizienzen unter der Annahme, dass der Minderungsfaktor in allen Laboren mit 0,9 gewählt worden wäre. Auch hier wären die Wiederholstandardabweichung mit 0,8 % und die Vergleichsstandardabweichung mit 2,3 % gering, die saisonale Effizienz fiel im Mittel jedoch deutlich geringer aus (Mittelwert: 113,9 %). Für die beiden betrachteten Fälle, dass alle Labore entweder den gemessenen oder alle Labore den Fixwert anwenden, scheint die Methode nach EN 14825:2018 gut reproduzierbar zu sein. Da wir in unserem Ringversuch beobachten konnten, dass die Norm insbesondere an diesem Punkt Spielraum zulässt, stellt diese Idealisierung allerdings eine Verzerrung ihrer wahren Reproduzierbarkeit dar. Tatsächlich verschlechtert sich die Reproduzierbarkeit erheblich, sobald man zu den Ergebnissen aus Abbildung 3.3a auch noch das Ergebnis aus Labor 3 aus Abbildung 3.3b hinzunimmt. Die Wiederholstandardabweichung bleibt bei 0,9 %, wohingegen sich die Vergleichsstandardabweichung auf 6,6 % erhöht.

Tabelle 3.1 gibt eine Übersicht über die relative Abweichung zwischen Minimal- und Maximalwerten sowie in der Wiederhol- und Vergleichsstandardabweichung ausgewählter Parameter. Neben der bereits diskutierten saisonalen Effizienz bei verschiedenen Anwendungen des Minderungsfaktors C_d zeigt die Tabelle die relativen Abweichungen des $SCOP_{on}$, der COPs in den einzelnen Punkten sowie des Stromverbrauchs in den Modi AUS und Temperaturregler AUS.

Tabelle 3.1.: Relative Abweichung zwischen Min-Max, Wiederhol- und Vergleichsstandardabweichung.

Parameter	Min-Max (%)	Wiederhol- standardabweichung s_r (%)	Vergleichs- standardabweichung s_R (%)
Saisonale Effizienz η_s ($C_d = 0,9$)	6,35	0,82	2,26
Saisonale Effizienz η_s ($C_d = ?$)	17,61	0,88	6,61
$SCOP_{on}$ ($C_d = ?$)	15,87	0,74	5,89
COP_d (PLR = 1,00)	3,71	0,95	1,04
COP_d (PLR = 0,88)	4,22	0,92	1,35
COP_d (PLR = 0,54)	6,14	0,89	2,06
COP_d (PLR = 0,35)	7,79	1,23	2,65
COP_d (PLR = 0,15)	8,77	0,90	3,10
Stromverb. Modus Temperaturregler Aus P_{TO}	156,99	5,25	62,05
Stromverb. Aus-Modus P_{off}	30,40	6,16	10,33

Ist freigestellt, ob der C_d -Wert gemessen wird oder der Fixwert anzuwenden ist, so zeigt der $SCOP_{on}$ ($C_d = ?$) eine ähnliche Reproduzierbarkeit, wie zuvor bei der saisonalen Effizienz η_s ($C_d = ?$) beobachtet wurde. Innerhalb eines Labors ist der $SCOP_{on}$

($C_d = ?$) sehr gut reproduzierbar ($s_r = 0,7\%$). Die relative Abweichung zwischen Minimal- und Maximalwert liegt hingegen bei knapp 16 %, interlaboral liegt die Vergleichsstandardabweichung bei 5,9 %. Die Messungen der COP_d -Werte in den verschiedenen Betriebspunkten ergeben Wiederholstandardabweichungen von ungefähr 1 %. Bei Betrachtung der interlaboralen Abweichungen hingegen fallen Unterschiede zwischen den einzelnen Betriebspunkten auf. Je kleiner das PLR, umso größer sind die Abweichungen zwischen Minimal- und Maximalwert sowie die Vergleichsstandardabweichungen. So ergeben sich für den COP_d bei einem PLR von 0,15 Abweichungen zwischen Minimal- und Maximalwert von 8,7 %. Die Vergleichsstandardabweichung liegt bei 3,1 %. Da die Betriebspunkte bei größeren PLRs aufgrund ihrer größeren Heizlast größere Gewichtung ($BIN\text{-Stunden} \cdot \dot{Q}_{PLR}$) am $SCOP_{on}$ haben als die Betriebspunkte mit kleinen PLRs, haben die Abweichungen in den COP_d -Messungen keinen signifikanten Einfluss auf die Gesamtabweichungen beim $SCOP_{on}$ ($C_d = ?$). Vielmehr können diese Abweichungen zu einem Großteil auf den Freiheitsgrad zur Bestimmung des Minderungsfaktor C_d zurückgeführt werden.

Die zusätzlichen kleinen Unterschiede zwischen η_s ($C_d = ?$) und $SCOP_{on}$ ($C_d = ?$) begründen sich mit den Abweichungen bei der Messung der Stromverbräuche in den Modi AUS und Temperaturregler AUS. Die gemessene Stromverbräuche P_{TO} und P_{off} zeigen eine große Streuung und sind zwischen den Laboren nicht vergleichbar ($s_R = 62,1\%$ und $s_R = 10,3\%$). Selbst die Wiederholstandardabweichungen liegen jeweils über 5 %. Diese hohen Abweichungen lassen sich überwiegend darauf zurückführen, dass der gemessene Stromverbrauch sehr klein und damit die Messungenauigkeiten groß sind. Da entsprechend geringe Mengen an Stromverbrauch in die Bestimmung der saisonalen Effizienz einfließen (vgl. Gleichung 2.6 und Gleichung 2.7), haben die bei diesen Messungen auftretenden Ungenauigkeiten auch nur einen kleinen Einfluss auf die Genauigkeit der saisonalen Effizienz.

Diese Erkenntnisse werden durch die Ergebnisse aus dem EcoTest-Projekt [75] gestützt. In diesem Projekt wurden Ringversuche für verschiedene Heizungsgeräte durchgeführt, um auf die Reproduzierbarkeit aktueller und harmonisierter Prüfverfahren schließen zu können. Bei der Prüfung von elektrischen Wärmepumpen nach EN 14825:2018 zeigten die Ergebnisse ebenfalls signifikante Abweichungen. So wurden Abweichungen bei der saisonalen Effizienz η_s zwischen Minimal- und Maximalwert von 16,0 % sowie eine Wiederholstandardabweichung von 14,0 % und eine Vergleichsstandardabweichung von 20,0 % ermittelt.

3.3. Anwendbarkeit im Teillastbereich

Um die Prüfmethode nach EN 14825:2018 hinsichtlich Repräsentativität, Vergleichbarkeit und Unabhängigkeit bewerten zu können, wurden zusätzlich zum Ringversuch eine Vielzahl an Einzelprüfungen an verschiedenen Geräten durchgeführt. Da es verschiedenste Wärmepumpen mit unterschiedlichen Leistungsbereichen und Regelungsstrategien auf

dem Markt gibt, hilft diese Vielzahl an Prüfungen alle Bereiche abzudecken und die Erfüllbarkeit der Kriterien für das Prüfverfahren allgemeingültig zu beantworten.

Die Prüfungen haben gezeigt, dass das Prüfverfahren nach EN 14825:2018 keinen der oben genannten Punkte erfüllt. Dies hängt mit der Forderung der EN 14825:2018 zusammen, dass die Wärmepumpen während der stationären Messungen im Dauerbetrieb arbeiten müssen. In diesem Zusammenhang sind für die Erreichung dieser Zustände die folgenden Modifikationen an der Wärmepumpe bzw. an den Prüfbedingungen gängige Praxis:

- Fixierung der Verdichter- und Ventilator Drehzahl des Prüflings
- Individuelle Erhöhung der Vorlauftemperatur und Heizleistung

Kein «Out of the box» und fehlende Repräsentativität

Um den SCOP von Wärmepumpen zu bestimmen und in diesem Zusammenhang stationäre Zustände zu erreichen, fordert die EN 14825:2018 einen Dauerbetrieb, welcher im Teillastbereich üblicherweise durch die Fixierung der Verdichter- und Ventilator Drehzahl des Prüflings erzwungen wird. Die für diese spezifizierten Prüfbedingungen einzustellenden Frequenzen müssen von den Herstellern gemäß Absatz 8.5.1 der EN 14825:2018 bereitgestellt werden. Durch die Fixierung der Verdichterdrehzahl wird die Regelung des Prüflings während der Prüfung überwiegend deaktiviert. Da somit ein integraler Bestandteil der Wärmepumpen nicht berücksichtigt wird, handelt es sich bei diesen Prüfeinstellungen um anormale Betriebszustände fernab vom Verhalten der Geräte im Feld. Es wurde zudem festgestellt, dass die Fixierung der Verdichterdrehzahl nur durch spezifische Prüfmodi erreicht werden konnte, die in einigen Fällen ausschließlich mit zusätzlichen, vom Hersteller bereitgestellten Geräten, etwa einer Steuerplatine oder einer Fernbedienung, erreicht werden konnten. In den übrigen Fällen konnten Prüfungen nur in Anwesenheit des Herstellers durchgeführt werden, welcher den Prüfmodus über eine Prüfsoftware aktiviert. Eine Prüfung im Sinne eines *Out of the box testing* ist somit für Wärmepumpen, speziell wenn es sich um eine leistungsgeregelte Wärmepumpe handelt, nicht möglich. Nolting et al. [76] befassten sich ebenfalls mit der Thematik der Repräsentativität. Sie ermittelten durch eine MODELICA Simulation Abweichungen zwischen der Wärmepumpeneffizienz im Feld und den deklarierten Werten von +80,0% bis -24,0% und fordern daher eine Wärmepumpenprüfung unter realeren Betriebsbedingungen. Das Problem von realitätsfernen Labelling für komplexe Energiesysteme ist zudem bereits aus den Energieausweisen für Gebäude bekannt, wie Cayre et al.[77], Scheer und Motherway [78] und Majcen et al.[79] zeigen.

Mangelnde Vergleichbarkeit

Die EN 14825:2018 gibt, neben den oben genannten, weitere Vorgaben, um einen Dauerbetrieb zu gewährleisten und somit ein Ein/Aus-Verhalten der Wärmepumpe zu vermeiden. Durch individuelle Erhöhung der Vorlauftemperatur ϑ_{VL} soll die Heizleistung so lange angepasst werden, bis ein kontinuierlicher Betrieb vorliegt. Dabei werden

Heizleistungen erreicht, welche bis zu 400,0% von den in den einzelnen Teillastpunkten geforderten Soll - Heizleistungen nach Gleichung 2.3 abweichen (vgl. Abbildung 3.4).

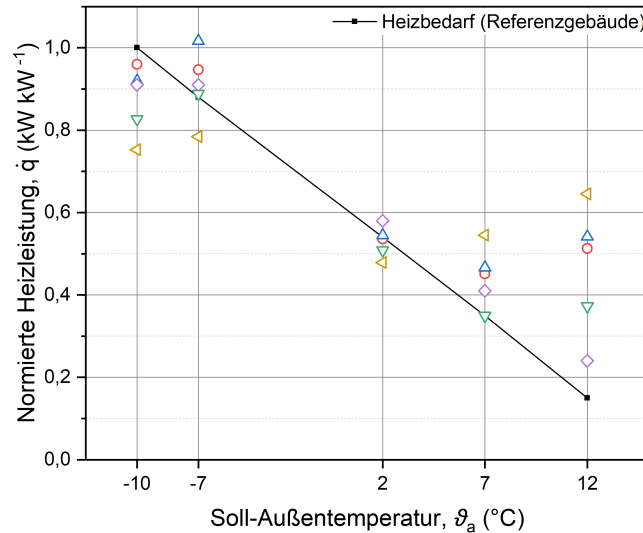


Abbildung 3.4.: Auf P_{design} normierte Heizleistungen verschiedener Wärmepumpen für verschiedene Betriebspunkte, jeweils ermittelt nach EN 14825:2018.

Um im Falle einer niedrigen Gebäudelast ihre Leistung anzupassen, wechseln auch leistungsgeregelte Wärmepumpen unterhalb eines bestimmten PLRs im Feld in den Ein/Aus-Modus [80]. Die Wärmepumpe passt sich also stets den äußeren Bedingungen und Anforderungen an. Bei den Prüfungen im Labor hingegen werden vielmehr die Bedingungen an die Eigenschaften der Wärmepumpe angepasst. Daher ist das aktuelle Prüfverfahren nach EN 14825:2018 weder repräsentativ noch für einen Vergleich verschiedener Wärmepumpe anwendbar, wie Abbildung 3.4 zeigt. Bei Außentemperaturen größer als 2 °C ist die individuelle Anpassung der Heizleistung gut zu erkennen. So wurden dort Heizleistungen gemessen, welche je nach Wärmepumpe bis zu 200,0% größer waren als der in diesem Prüfpunkt ursprünglich geforderte Heizbedarf \dot{Q}_{PLR} . Da die Heizleistung individuell an die Eigenschaften der Wärmepumpe angepasst werden, sind die Prüfbedingungen für verschiedene Geräte nicht mehr vergleichbar. Insbesondere bei Geräten mit gleicher Nennleistung würde ein fairer Vergleich allerdings einen identischen Heizbedarf bei gleicher Außentemperatur erfordern. Zwar wird über Korrekturfaktoren (vgl. Gleichung 2.4) versucht, diese Anpassungen rückwirkend zu korrigieren, dies führt allerdings zu einem verbesserten COP im Vergleich zum Messwert und somit zu einer zusätzlichen Entfernung von den Feldbedingungen. Die geschilderte Problematik gilt nur für den Teillastbereich. Bei niedrigen Außentemperaturen ist die Streuung der Heizleistung direkt auf das Design der Wärmepumpen zurückzuführen. Die Geräte haben in diesem Betriebsbereich unterschiedliche Regelungsstrategien bezogen auf ihr Abtauverhalten und unterscheiden sich zusätzlich in ihrem bivalenten Betriebsbereich. Allerdings wird während der Messung unterhalb des

Bivalenzpunktes der Zusatzheizung deaktiviert und nicht mit berücksichtigt. Die Differenz zwischen Heizbedarf und gemessener Heizleistung wird im Anschluss rechnerisch als Stromverbrauch beaufschlagt und bei der Berechnung des COP_d s berücksichtigt.

3.4. Zusammenfassung

In diesem Abschnitt wurde das in der EN 14825:2018 beschriebene harmonisierte Prüfverfahren für Wärmepumpen analysiert. Es ergab sich ein Mangel an Repräsentativität, Unabhängigkeit und Vergleichbarkeit der Messungen für verschiedene Wärmepumpen. Diese sind grundlegend auf Forderung der EN 14825:2018, dass die Wärmepumpen in einem Dauerbetrieb geprüft werden sollen, und die damit verbundenen Modifikationen und Anpassungen zurückzuführen. Zur Gewährleistung des Dauerbetriebs werden Verdichter und Ventilator(en) fixiert und die Bedingungen auf der Senkenseite individuell auf die Wärmepumpe angepasst. In den Ringversuchen hat sich zudem gezeigt, dass das Prüfverfahren eine gute Wiederholbarkeit zeigt. Jedoch ergab der interlaborale Vergleich hohe Abweichungen, welche sich überwiegend auf die Freiheitsgrade bei der Wahl des Minderungsfaktors C_d zurückführen lassen.

Es gilt daher in der Methodenentwicklung insbesondere für die zuvor genannten Aspekte Lösungen zu finden. Eine Verkürzung der Prüfdauer sowie eine Optimierung der Messung der Energieverbräuche während der Standzeiten $H_i P_1$ sind optional.

4. Neue Methodenansätze für die Energieeffizienzprüfung

Auf Basis der im vorherigen Abschnitt identifizierten Probleme des EN 14825:2018-Prüfverfahrens beschäftigt sich dieser Abschnitt mit der Entwicklung neuer Methodenansätze für die Prüfung von Wärmepumpen hinsichtlich ihrer Energieeffizienz. Die in diesem Abschnitt entwickelten Methoden sollen daher im Gegensatz zur EN 14825:2018 i) mit frei regelnder Wärmepumpe, ii) ohne Korrekturfaktoren sowie iii) mit dem im vorherigen Abschnitt beschriebenen «Out of the box» -Prinzip durchführbar sein. Zudem sollen sie eine Reproduzierbarkeit erreichen, welche mindestens vergleichbar mit dem Prüfverfahren der EN 14825:2018, im Idealfall sogar besser ist.

Für die Untersuchung der Machbarkeit der neuen Methodenansätze und zur weiteren Methodenentwicklung wurden Versuche an drei Wärmepumpen und an zwei verschiedenen Prüfständen, einmal mit Zwischenkreislauf (Labor A) und einmal ohne Zwischenkreislauf (Labor B), durchgeführt. Tabelle 4.1 gibt eine Übersicht über die Prüflinge und ihre wesentlichen Spezifikationen. Da stufenlos leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen die dominierende Bauart auf dem deutschen und europäischen Markt sind und diese Dominanz in Zukunft voraussichtlich weiter steigen wird, wurden mit WP#1 und WP#2 zwei solcher Geräte für die Untersuchungen ausgewählt. Um die neuen Methodenansätze auch hinsichtlich ihrer Durchführbarkeit für erdgekoppelte Geräte zu überprüfen, wurde zudem mit WP#3 ein solches Gerät in die Versuchsreihen integriert.

Tabelle 4.1.: Überblick über die in dieser Arbeit verwendeten Prüflinge und vom Hersteller deklarierte Eigenschaften der Prüflinge.

WP#	Bautyp	Nennlast P_{design} (kW)	Saisonale Effizienz η_s (%)	Temperaturniveau Heizkreis (°C)
1	Luft/Wasser (L/W), leistungsgeregelt	9,20	156	35,0
2	Luft/Wasser (L/W), leistungsgeregelt	8,20	112	55,0
3	Sole/Wasser (S/W), ein/aus	15,00	130	55,0

4.1. Kompensationsmethode

Eine Möglichkeit, unabhängig vom Hersteller und ohne Modifizierung des Prüflings zu prüfen, besteht in einer Kompensationsmessung. Der Ansatz, den Prüfling über eine Kompensationslast in einen definierten Betriebspunkt zu bewegen, wurde bereits für Klimageräte in der Literatur diskutiert. So führten Mavuri [81], Nakos et al. [82] und Watanabe et al. [83] im Zeitraum von 2010 bis 2015 Untersuchungen mit Kompensationsmessungen an leistungsgeregelten Split-Klimageräten durch. Sie fanden heraus, dass die Geräte im Teillastbereich in den Taktbetrieb wechseln und sich somit die COPs wie auch die saisonalen Effizienzen deutlich im Vergleich zu denen mit der Normmessung ermittelten Messwerten unterscheiden. Bisher gab es allerdings noch keine Vergleichsmessungen, weshalb Rückschlüsse auf die Reproduzierbarkeit dieser Methode nicht möglich waren. Im Annex der EN 14825:2018 existieren lediglich Fragmente, welche die Durchführung einer Kompensationsmessung für Wärmepumpen andeuten. Ein konkretes Verfahren wird hingegen nicht beschrieben. Da Klimageräte sich von Wärmepumpen durch ihre Regelung und den Arbeitsmedien auf der Senken- und unter Umständen auch auf der Quellseite unterscheiden, wurde daher zunächst durch Messungen an drei Wärmepumpen (vgl. Tabelle 4.1) untersucht, inwiefern Kompensationsmessungen an Wärmepumpen anwendbar sind. Des Weiteren wurde durch Wiederholungsmessungen an WP#1 untersucht, wie reproduzierbar die Energieeffizienz von Wärmepumpen mit dieser Methode ermittelt werden kann.

Das Grundprinzip einer Kompensationsmessung besteht darin, dass die Wärmepumpe eine zu jedem Betriebspunkt definierte Prüfstandslast kompensieren muss. Folgende Festlegungen wurden getroffen: Die Prüfstandslast soll dem Heizbedarf eines Referenzgebäudes, ausgehend von der für die Wärmepumpe deklarierten Gebäudenennlast P_{design} bei $-10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, entsprechen. Die jeweilige Last für die Prüfung unter Teillastbedingungen ergibt sich als Soll-Heizleistung $\dot{Q}_{h,PLR}$ aus den in EN 14825:2018 definierten Teillastverhältnissen PLR nach Gleichung 2.3.

Die Kompensationslast wurde durch den Prüfstand auf der Heizseite am Kondensator der Wärmepumpe emuliert. Die tatsächliche Ist-Heizleistung \dot{Q}_h für die Auswertung wurde über die folgenden Parameter im Heizkreis nach Gleichung 4.1 ermittelt.

$$\dot{Q}_h = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot \Delta T_h \quad (4.1)$$

mit:

\dot{V}_w	Volumenstrom im Heizkreis	$[\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$
ρ_w	Dichte des Heizwassers	$[\text{kg m}^{-3}]$
ΔT_h	Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Heizkreises	$[\text{K}]$

Die mit der Gebäudelast korrelierende Soll - Vorlauftemperatur ϑ_{VL} wurde im Vorfeld der Messungen für jeden Betriebspunkt über die Heizkennlinie im Wärmepumpenregler eingestellt und damit während der Prüfung aktiv durch die Regelung der Wärmepumpen angesteuert. Somit konnten die Wärmepumpen über den Frequenzumrichter entweder durch Drehzahlvariation oder durch Ein- / Ausschalten des Verdichters ihre Leistung anpassen, um die geforderten Vorlauftemperaturen zu erreichen. Die untersuchten Wärmepumpen verfügten zudem über eine integrierte Umwälzpumpe, wodurch sie den Volumenstrom im Heizkreis steuern konnten. Die Änderung des Volumenstroms \dot{V}_w wirkte sich entsprechend Gleichung 4.1 auch auf die Heizleistung aus. Daher erfolgte stets ein Abgleich zwischen Soll- und Ist - Heizleistung. Wurden relative Abweichungen größer als $\pm 10\%$ festgestellt, so erfolgte eine Anpassung der Rücklauftemperatur ϑ_{RL} . Bei einem Prüfstand ohne Zwischenkreislauf (Labor B) kann die gewünschte Rücklauftemperatur direkt durch die Konditionierungseinheit des Prüfstands zum Beispiel über ein 3 - Wege - Ventil bereitgestellt werden. Bei einem Prüfstand mit Zwischenkreislauf (Labor A) kann die Rücklauftemperatur nur indirekt über die Variation der dem Heizkreis entzogenen Wärmemenge eingestellt werden. Diese Wärmemenge wiederum kann durch die Variation des Massenstroms $\dot{m}_{Kühl}$ im Kühlkreis vergrößert oder verringert werden (vgl. Abschnitt 3.1).

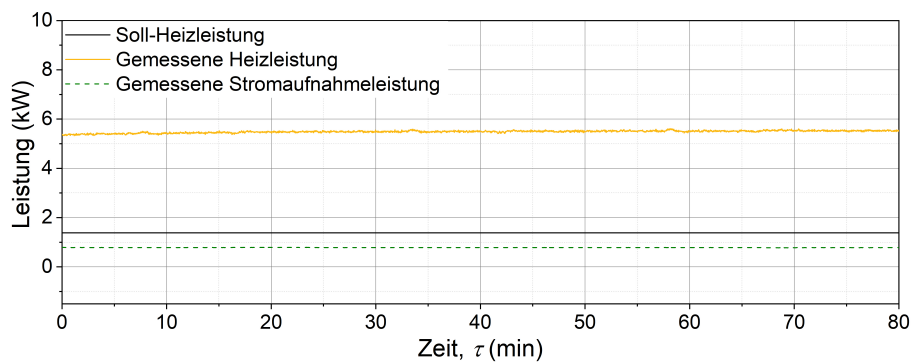
Tabelle 4.2.: Betriebspunkte der Kompensationsmessung nach EN 14825:2018.

Prüfpunkt (PLR)	Soleeintritts-temperatur ϑ_s (°C)	Luftetrtritts-temperatur ϑ_a (°C)	Vorlauftemperatur mittleres Temperaturniveau $\vartheta_{VL,mittel}$ (°C)	Vorlauftemperatur Niedertemperatur-niveau $\vartheta_{VL,nieder}$ (°C)
E (1,00)	0,0	-10,0	55,0	35,0
A (0,88)	0,0	-7,0	52,0	34,0
B (0,54)	0,0	2,0	42,0	29,0
C (0,35)	0,0	7,0	36,0	26,5
D (0,15)	0,0	12,0	30,0	24,0

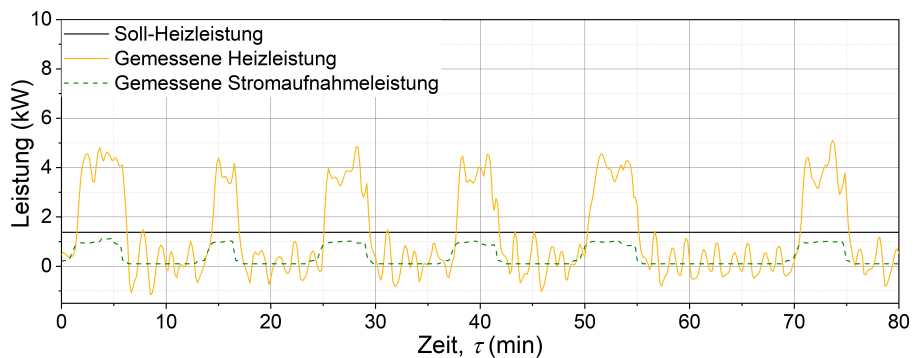
Tabelle 4.2 gibt eine Übersicht über die Prüfpunkte, die im Rahmen der Versuche mit der Kompensationsmethode angefahren wurden. Um eine Vergleichbarkeit mit der Standardmethode aus der EN 14825:2018 zu erhalten, wurden die PLRs sowie die Soll - Temperaturen (und -feuchten) aus der EN 14825:2018 übernommen. Die Messdatenaufnahme wurde begonnen, sobald für fünf Minuten die gleitenden Mittelwerte für die Heizleistung weniger als 5,0 % von der Soll - Heizleistung und für die Vorlauftemperatur weniger als 0,2 K abwichen. Die Dauer der Messdatenaufnahme betrug mindestens eine Stunde. Traten Abtauprozesse auf, so wurde mindestens ein kompletter Abtauzyklus aufgenommen.

Anlehnend an die EN 14825:2018 wurden auch bei der Kompensationsmethode die gemittelten Messwerte für die Heizleistung, die elektrische Leistung sowie die berechneten COPs der einzelnen Prüfpunkte über die Außentemperatur aufgetragen. Durch

lineare Inter- und Extrapolation dieser Mittelwerte über die Außentemperatur wurde, wie in der EN 14825:2018 beschrieben, die Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe bei den nicht messtechnisch erfassten Außentemperaturen und damit für den gesamten Betriebsbereich von -10°C bis 15°C ermittelt. Um eine saisonale Effizienz der Wärmepumpe zu erhalten, erfolgte im Anschluss eine Gewichtung der COPs bei unterschiedlichen Außentemperaturen entsprechend der Temperaturgewichtung nach EN 14825:2018. Für die Kompensationsmessungen wurde die Temperaturgewichtung für das mittlere europäische Klima angewandt (vgl. Unterabschnitt 2.2.3).



(a) Fixierte Kompressordrehzahl



(b) Variable Kompressordrehzahl

Abbildung 4.1.: Messverläufe von Heiz- und Stromaufnahmeleistung im Betriebspunkt D während der Prüfung an WP#1 nach (a) EN 14825:2018 mit fixierter Verdichterdrehzahl und nach (b) der Kompensationsmethode mit frei regelndem Verdichter.

Abbildung 4.1 zeigt exemplarisch das Verhalten von WP#1 im Prüfpunkt D mit fixierter Kompressordrehzahl während der Normmessung nach EN 14825:2018 und mit variabler Kompressordrehzahl während der Kompensationsmessung. Während der Normmessung waren sowohl die Heizleistung wie auch die Stromaufnahmeleistung über die gesamte Messzeit nahezu konstant. Die ermittelte mittlere Heizleistung lag bei 4,70 kW und weicht damit um 271,4 % von der Soll - Heizleistung (1,38 kW) ab. Die mittlere

re Heizleistung bei der Kompensationsmessung (Messbereich beginnt und endet jeweils am Ende eines An - Zyklus) lag hingegen bei 1,35 kW und hat somit eine Abweichung zur Soll - Heizleistung von lediglich 2,2 %. Die bei der Normmessung angewandte individuelle Erhöhung der Heizleistung und die damit verbundene Problematik mangelnder Vergleichbarkeit verschiedener Wärmepumpen mit ähnlichem P_{design} wurde bereits in Abschnitt 3.3 im Rahmen der Validierung der EN 14825:2018 aufgezeigt. Im Gegensatz zur Normmessung konnte die Wärmepumpe während der Kompensationsmessung frei regeln, was deutlich an den Ein/Aus - Zyklen erkennbar ist. Während der Aus - Zeiten des Kompressor treten temporär negative Heizleistungen auf, welche sich direkt aus der Temperaturdifferenz zwischen Wärmepumpenein- und austritt ($\Delta\vartheta = \vartheta_{\text{VL}} - \vartheta_{\text{RL}}$) ergeben¹. Die maximale Stromaufnahmeleistung erreichte in beiden Messungen vergleichbare Werte. Die mittlere Stromaufnahmeleistung der Kompensationsmessung hingegen lag aufgrund der Standzeiten des Kompressors mit lediglich 0,36 kW deutlich unter der mittleren Stromaufnahmeleistung der Normmessung (0,68 kW).

¹Die Wärmepumpe regelt ihre Umwälzpumpe im Zwischenkreis auch während der Aus - Zeiten des Kompressors kontinuierlich mit voller Leistung, fördert dabei einen konstanten Volumenstrom von $0,65 \text{ l s}^{-1}$ und wälzt dabei das gesamte Volumen des Zwischenkreises (60 l) alle 2 min einmal um. Für den Fall, dass weder im Kältekreislauf der Wärmepumpe (Kompressor aus) noch im Kühlkreis des Prüfstands (Prüfstandspumpe aus) eine Zirkulation stattfindet, liegen keine nennenswerten Wärmeströme am Zwischenkreis an. Daher tritt in zeitlichen Abständen von 2 min ein negatives $\Delta\vartheta$ zwischen Vor- und Rücklauftemperatur auf. Dies resultiert in periodisch auftretenden negativen Heizleistungen. Die punktuelle Einschaltung der Umwälzpumpe im Kühlkreis und der damit verbundene temporäre Wärmestrom zwischen Zwischenkreis und Kühlkreis, beeinflussen die Temperaturentwicklung im Zwischenkreis allerdings zusätzlich. Daher treten die negativen Heizleistungen in zeitlichen Abständen auf, welche von den ursprünglichen 2 min abweichen können.

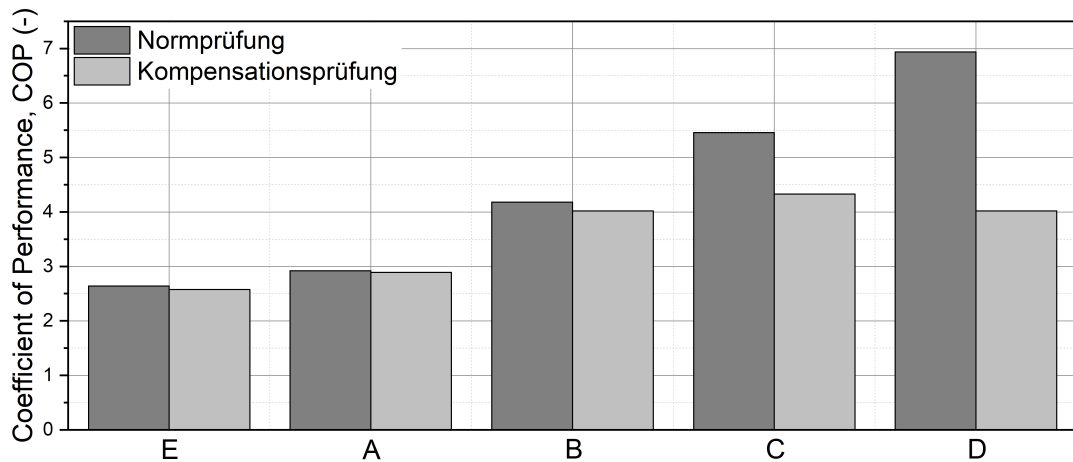


Abbildung 4.2.: COPs von WP#1 für verschiedene Betriebspunkte, mit der Normmessung (fixierte Kompressordrehzahl) und mit der Kompensationsmessung (variable Kompressordrehzahl) ermittelt.

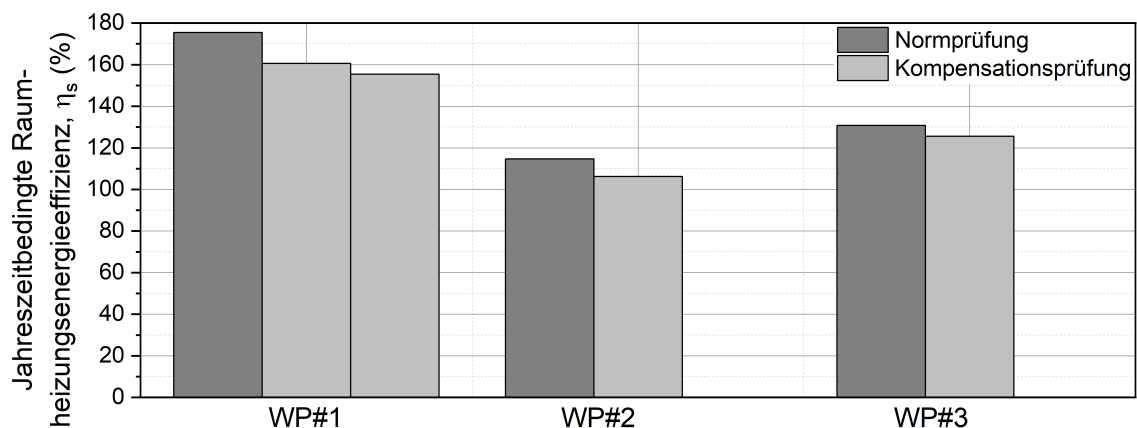


Abbildung 4.3.: Saisonale Effizienz verschiedener Wärmepumpen, mit der Normmessung (fixierte Kompressordrehzahl) und mit der Kompensationsmessung (freie Regelung - variable Kompressordrehzahl) ermittelt. Für WP#1 wurden Vergleichsmessungen in zwei Laboren durchgeführt.

Die festgestellten Unterschiede im Wärmepumpenverhalten haben Auswirkungen auf die COPs in den einzelnen Betriebspunkten. Abbildung 4.2 zeigt den Vergleich der COPs in den einzelnen Betriebspunkten zwischen der Normmessung und der Kompensationsmessung für WP#1. Bei größeren PLRs in den Betriebspunkten A und B sowie bei Nennlast im Betriebspunkt E treten lediglich kleine Effizienzunterschiede auf. Bei kleinen PLRs in den Prüfpunkten C und D hingegen sind die COP - Unterschiede zwischen den beiden Methoden groß. Der Grund hierfür war der zusätzliche Effizienzverlust, welcher bei der Kompensationsmessung durch den Ein/Aus - Betrieb des

Verdichters auftrat. Der Verdichter muss beim Wiederanfahren jedes Mal die benötigte Druckdifferenz erneut aufbauen. Bei den Messungen an WP#2 und WP#3 konnten ähnliche Differenzen festgestellt werden.

Abbildung 4.3 zeigt die saisonalen Energieeffizienzen für die Wärmepumpen #1-3, welche sowohl mit Normmessungen nach EN 14825:2018 wie auch mit Messungen nach der Kompensationsmethode ermittelt wurden. Für alle Wärmepumpen waren die nach der Kompensationsmethode ermittelten saisonalen Effizienzen schlechter als die nach der EN 14825:2018 ermittelten saisonalen Effizienzen. Dabei wurde für WP#1 eine Differenz von -14,8 %, für WP#2 eine Differenz von -8,4 % und für WP#3 eine Differenz von -5,2 % festgestellt. Die Durchführung der Kompensationsmethode an WP#1 in zwei verschiedenen Laboren (A und B) ermöglicht erste Indizien für die Reproduzierbarkeit dieser Methode. Es konnten saisonale Effizienzen von jeweils 160,6 % und 155,4 % ermittelt werden, welche eine relative Abweichung von 1,65 % zu einander aufweisen.

Mit den Messungen konnte gezeigt werden, dass mit der Kompensationsmethode i) mit geringen Abweichungen zur Soll - Heizleistung gemessen werden kann, und dass ii) auch beim Taktbetrieb der Wärmepumpe bei niedrigeren PLRs wiederholbare Ergebnisse erzielt werden können. Zudem zeigen die Vergleiche der COP - Ergebnisse aus der Kompensationsmessung und der Normmessung die Notwendigkeit für die Berücksichtigung der Wärmepumpenregelung. Die Kompensationsmethode für Wärmepumpen macht somit sowohl i) eine Modifizierung der WP - Regelung wie auch ii) eine Erhöhung der Vorlauftemperatur, beides bislang gängige Praxis (Abschnitt 3.3), obsolet.

Allerdings wurden zur Bewertung des gesamten Temperaturbereichs einer Heizperiode (-10°C bis 15°C für das mittlere europäische Klima) die Mittelwerte der Messergebnisse bei der Kompensationsmethode nach wie vor linear über die Außentemperatur inter- und extrapoliert. Messtechnisch wurden nur fünf Betriebspunkte bei ausgewählten Außentemperaturen erfasst, ein Großteil des Temperaturbereichs wurde messtechnisch nach wie vor nicht berücksichtigt. Die Betriebspunkte, bei denen Wärmepumpen ihre maximale Effizienz erreichen, wurden unter Umständen durch die lineare Inter- und Extrapolation nicht korrekt bewertet. Daher wurde die Annahme zur linearen Inter- und Extrapolation exemplarisch an WP#1 überprüft, indem Kompensationsmessungen bei weiteren Außentemperaturen durchgeführt wurden.

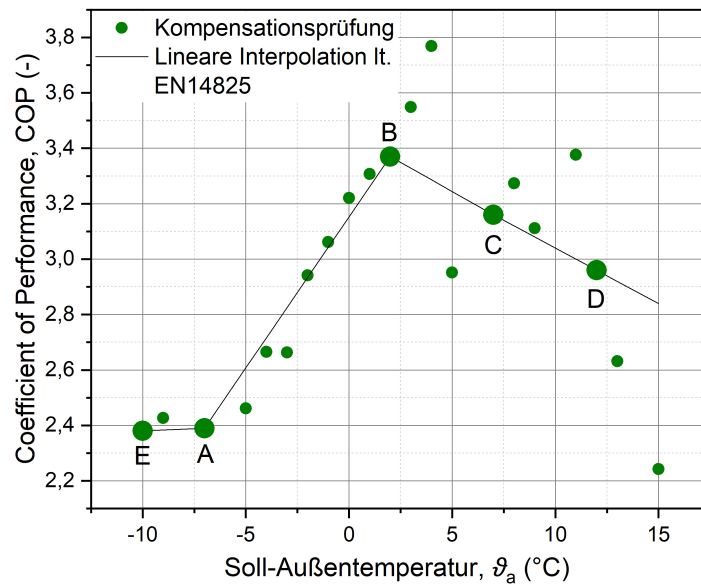


Abbildung 4.4.: COP Ergebnisse von Kompensationsmessungen an WP#1 für unterschiedliche Temperaturen im Temperaturbereich zwischen $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Prüfpunkte der EN 14825:2018 sowie die linearen Inter- und Extrapolationen sind hervorgehoben.

Abbildung 4.4 zeigt die COP -Ergebnisse von Kompensationsmessungen an WP#1 bei unterschiedlichen Außentemperaturen. Man kann erkennen, dass die Annahme einer linearen Entwicklung des COPs mit steigender Außentemperatur und die daraus resultierende lineare Interpolation zwischen den gemessenen Betriebspunkten zu einer Unterschätzung der COPs für Außentemperaturen zwischen $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (B) und $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (C) und zu einer Überschätzung der COPs für Außentemperaturen über $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (D) führen kann. Für eine realitätsnähere Wärmepumpenprüfung müsste die Granularität insbesondere in den zuvor genannten Temperaturbereichen erhöht und die Kompensationsmethode dahingehend weiterentwickelt werden.

4.2. Dynamische Methode

Um eine bessere Granularität des Temperaturbereiches zu erreichen und die Wärmepumpen über ihren gesamten Betriebsbereich bewerten zu können, wurde im Folgenden eine Methode zur dynamischen Prüfung entwickelt. Grundsätzlich basiert die dynamische Prüfung auf einer direkten Aneinanderreihung von Kompensationsmessungen bei unterschiedlichen Außentemperaturen, wobei keine Konditionierung zwischen einzelnen Messungen erfolgt. Die Dynamik ergibt sich daher, dass auch die Phase während und unmittelbar nach einem Außentemperaturwechsel miterfasst wird und in die Ergebnisse der dynamischen Prüfung mit einfließt. Durch Aneinanderreihung der einzelnen Kom-

pensionsmessungen, kann die Langzeitregelung der Wärmepumpe erfasst werden.

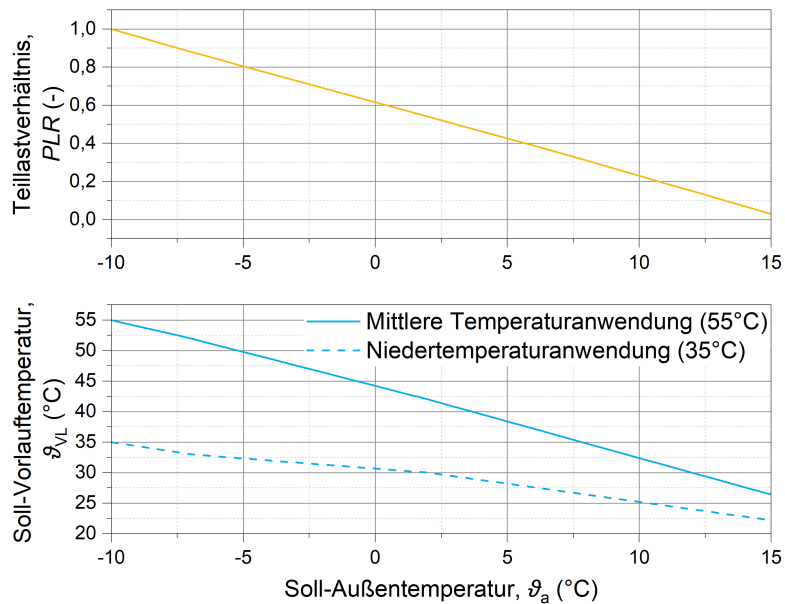


Abbildung 4.5.: Verwendetes Referenzmodell für den Zusammenhang zwischen Außentemperatur, geforderte Heizleistung (Gebäudelast) sowie geforderte Vorlauftemperaturen für mittlere sowie Niedertemperaturanwendungen.

Anlehnend an das Gebäudereferenzmodell aus der EN 14825:2018, auf dem die Betriebspunkte (A-E) basieren, ergeben sich die Betriebsbedingungen für das PLR sowie die Soll - Vorlauftemperatur ϑ_{VL} , als eine Funktion in Abhängigkeit von der Außentemperatur ϑ_a . Die Gleichungen 4.2 - 4.4 sowie Abbildung 4.5 zeigen diesen funktionalen Zusammenhang für mittlere und Niedertemperaturanwendungen. Für den ersten Ansatz der dynamischen Methode wurde davon ausgegangen, dass kein Bivalenzpunkt vorliegt. Das PLR ist daher das Verhältnis der Soll - Heizleistung $\dot{Q}_{h,PLR}$ bei einer bestimmten Außentemperatur ϑ_a zur Gebäudenennlast P_{design} bei der spezifischen Außentemperatur von -10 °C und wird durch die folgende Gleichung in Abhängigkeit von der Außentemperatur ermittelt:

$$PLR = \frac{\dot{Q}_{h,PLR}}{P_{design}} = 0.614 - 0.039 \cdot \vartheta_a \quad (4.2)$$

Die Vorlauftemperatur für mittlere Temperaturanwendungen korreliert mit der Außentemperatur in Anlehnung an die EN 14825:2018 [65] und unter der Voraussetzung,

dass ausschließlich ganze Zahlen für die Außentemperatur verwendet werden, wie folgt:

$$\vartheta_{VL, \text{mittel}} = \begin{cases} -\vartheta_a + 45,0^\circ\text{C} & \text{falls } -10,0^\circ\text{C} \leq \vartheta_a \leq -7,0^\circ\text{C} \\ -1,11\vartheta_a + 44,2^\circ\text{C} & \text{falls } -7,0^\circ\text{C} < \vartheta_a \leq 1,0^\circ\text{C} \\ -1,20\vartheta_a + 44,4^\circ\text{C} & \text{falls } 1,0^\circ\text{C} < \vartheta_a \leq 15,0^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.3)$$

Die Vorlauftemperatur für Niedertemperaturanlagen wird in Anlehnung an die EN 14825:2018 [65] nach Gleichung 4.4 ermittelt, wiederum unter der Voraussetzung, dass ausschließlich ganze Zahlen für die Außentemperatur verwendet werden.

$$\vartheta_{VL, \text{nieder}} = \begin{cases} -0,67\vartheta_a + 28,3^\circ\text{C} & \text{falls } -10,0^\circ\text{C} \leq \vartheta_a \leq -7,0^\circ\text{C} \\ -0,33\vartheta_a + 30,7^\circ\text{C} & \text{falls } -7,0^\circ\text{C} < \vartheta_a \leq 1,0^\circ\text{C} \\ -0,60\vartheta_a + 31,2^\circ\text{C} & \text{falls } 1,0^\circ\text{C} < \vartheta_a \leq 15,0^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.4)$$

Die Kompensationsmessungen bei verschiedenen Außentemperaturen wurden in einem Außentemperaturprofil zusammengefasst und werden im Folgenden als Temperatursequenz bezeichnet. Die einzelnen Außentemperatursequenzen wurden von ihrer jeweiligen Dauer so ausgelegt, dass das mittlere europäische Klima entsprechend der auftretenden Außentemperaturen und ihrer Auftretenshäufigkeit nach EN 14825:2018 abgebildet wurden. Der SCOP wird direkt über die während der gesamten Prüfdauer gemessenen Mengen für Heizenergie Q_h und Stromverbrauch E_{el} nach Gleichung 4.5 ermittelt.

$$SCOP = \frac{Q_h}{E_{el}} \quad (4.5)$$

Die saisonale Raumheizenergieeffizienz ergibt sich nach Gleichung 2.7.

Für das Außentemperaturprofil wurden die folgenden Kriterien festgelegt:

1. Das Außentemperaturprofil sollte das in der EN 14825:2018 beschriebene, durchschnittliche europäische Klima entsprechend der mittleren Häufigkeit jeder Temperatur möglichst präzise abbilden. Daher wurde der Temperaturbereich des Profils von -10°C bis 15°C und die Dauer der Temperatursequenzen für jede einzelne Außentemperatur möglichst nahe an der Temperaturgewichtung aus der EN 14825:2018 gewählt. Abweichungen zu der Gewichtung sollten aufgrund der weiteren Kriterien auftreten dürfen.
2. Die Prüfdauer jeder Temperatursequenz wurde so gewählt, dass auch bestimmte Betriebsbedingungen wie etwa Abtauzyklen so erfasst werden können, dass eine hohe Reproduzierbarkeit dieser Sequenzen gewährleistet ist. Wenn Abtauzyklen auftreten, kann die reine Messzeit für eine Messung nach EN 14825:2018 bis zu vier Stunden betragen. Daher wurde die Dauer jeder einzelnen Temperatursequenz auf mindestens fünf Stunden festgelegt.
3. Der Aufwand für die Durchführung der dynamischen Prüfung sollte vergleichbar oder kleiner mit dem Aufwand bei der aktuellen Normprüfung nach EN 14825:2018

sein. Da die Durchführung der Normprüfung, je nach Wärmepumpe, bis zu sieben Tage beansprucht, wurde die Dauer der dynamischen Prüfung auf maximal sieben Tage festgelegt.

4. Das Profil sollte sowohl einen Anstieg als auch ein Absenken der Außentemperatur berücksichtigen, um das Verhalten der Wärmepumpe auf beide Änderungsrichtungen erfassen zu können.

Für die Machbarkeitsanalyse und Methodenoptimierung wurde die Dauer jeder einzelnen Temperatursequenz zunächst konservativ auf mindestens fünf Stunden festgelegt, um potentielle Abtauzyklen innerhalb einer Temperatursequenz berücksichtigen und reproduzierbar ermitteln zu können. Dies führte in der Summe zu einer Gesamtprüfzeit von sechs Tagen (144 h). Damit ist der Prüfaufwand der dynamischen Prüfung vergleichbar mit dem für die Kompensationsprüfung und der Prüfung nach EN 14825:2018.

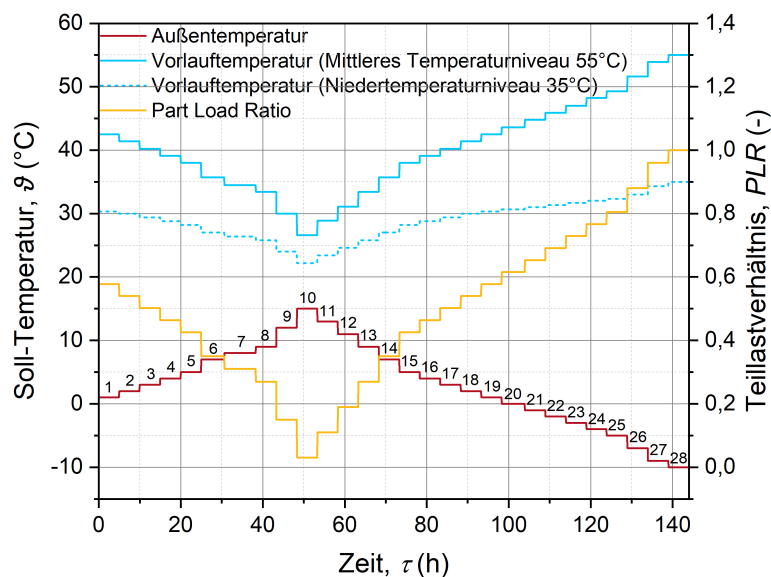


Abbildung 4.6.: Profile für die Außentemperatur (rot), Vorlauftemperatur bei mittlerem Temperaturniveau (blau durchgezogen), Vorlauftemperatur bei Niedertemperaturniveau (blau gestrichelt) und das korrespondierende Teillastverhältnis PLR (gelb), bestehend aus insgesamt 28 Sequenzen.

Abbildung 4.6 zeigt das entwickelte Außentemperaturprofil der dynamischen Prüfung mit insgesamt 28 Außentemperatursequenzen über den gesamten Messzeitraum von sechs Tagen sowie die korrelierenden Soll-Vorlauftemperaturen und das PLR (Soll-Heizleistung). Grundsätzlich wurde das Profil entsprechend oben genannter Kriterien so konzipiert, dass es sich von der Gewichtung der einzelnen Außentemperaturen am Gesamtprofil möglichst nahe an der Gewichtung aus der EN 14825:2018 orientiert. Damit die Mindestlänge jeder einzelnen Temperatursequenz von fünf Stunden erfüllt und die

Prüfung dennoch in einer vertretbaren Zeit durchführbar ist, entfielen jedoch ausgewählte Temperaturen. So wurden die Außentemperaturen -8 °C , -6 °C , 6 °C , 10 °C sowie 14 °C nicht im Temperaturprofil berücksichtigt. Zudem kommt es bei einigen Außentemperaturen zu Abweichungen zwischen der Gewichtung der Temperatursequenzen im Profil und der Gewichtung der Außentemperaturen nach EN 14825:2018. Dies liegt an der Forderung einer Mindestdauer von fünf Stunden für jede Sequenz aus den oben genannten Gründen und führt vor allem bei den Sequenzen 10, 26, 27, und 28 zu einer Abweichung in der Gewichtung. Zum Beispiel hat die Sequenz 28 (Außentemperatur von -10 °C) entsprechend der Gewichtung nach EN 14825:2018 einen Anteil von 0,02 %, was bei einer 6-Tages-Messung einer anteiligen Messzeit von lediglich 1,8 min entspräche. Da bei dieser Außentemperatur jedoch die Nennleistung der Wärmepumpe liegt und dieser Betriebspunkt somit überaus wichtig für die Charakterisierung der Wärmepumpe ist, wurde zur Gewährleistung der Reproduzierbarkeit die Messzeit für die Sequenz 28 signifikant erhöht. Mit einer Messzeit von fünf Stunden wurden die Sequenz 28 bei -10 °C Außentemperatur damit wesentlich stärker gewichtet als in der Gewichtung nach EN 14825:2018. Ein direkter Vergleich von Ergebnissen zwischen Normmessung und dynamischer Messung ist demnach nicht möglich. Einzelne Sequenzen müssten nachträglich anders gewichtet werden.

4.3. Zusammenfassung

Auf Basis der in Kapitel 3 identifizierten Probleme des EN 14825:2018 Prüfverfahrens wurde ein Ansatz für eine dynamische Methode für die Wärmepumpenprüfung entwickelt. Zunächst wurde die Anwendbarkeit von Kompensationsmessungen für Wärmepumpen gezeigt. Mit der Kompensationsmethode kann mit dem in Kapitel 3 beschriebenen Prinzip «Out of the box» sowie ohne Modifikation der Wärmepumpenregelung und für unter alle Prüflinge identischen Prüfbedingungen gemessen werden. Allerdings basiert die Auswertung mit der Kompensationsmethode nach wie vor auf der linearen Inter- und Extrapolation der Betriebspunkte. Es wurde gezeigt, dass dies zu einer Über- und Unterbewertung der Wärmepumpeneffizienz in bestimmten Temperaturbereichen führen kann. Daher wurde die Kompensationsmethode zu einer dynamischen Methode weiterentwickelt, indem einzelne Kompensationsmessungen bei verschiedenen Außentemperaturen zu einem Außentemperaturprofil zusammengefasst wurden und somit die Granulität der Prüfung erhöht wurde. Die dynamische Methode vereint sämtliche Vorteile der Kompensationsmethode. Darüber hinaus berücksichtigt sie bereits während der Messung den gesamten Temperaturbereich einer Heizperiode sowie die Langzeitregelung der Wärmepumpe.

5. Analyse der dynamischen Methode

Der im vorherigen Abschnitt entwickelte dynamische Methodenansatz zur Prüfung von Wärmepumpen soll in diesem Abschnitt auf Machbarkeit geprüft werden. Dafür werden Wärmepumpen auf Prüfständen mit und ohne Zwischenkreislauf (vgl. Kapitel 3) mit der dynamischen Methode vermessen. Neben der generellen Anwendbarkeit der Methode sollen vor allem die Reproduzierbarkeit für verschiedene Prüfstandsaufbauten sowie das Potential zur Verkürzung der Messdauer untersucht werden. Dafür werden sowohl die für die Berechnung der saisonalen Energieeffizienz ermittelten Messwerte wie auch die Messverläufe und Mittelwerte einzelner Sequenzen ausgewertet.

5.1. Machbarkeit der dynamischen Wärmepumpenvermessung

Drei Wärmepumpen WP#1 - WP#3 (Spezifikationen siehe Kapitel 4, Tabelle 4.1) wurden mit der dynamischen Methode vermessen. Die Messungen wurden in zwei verschiedenen Laboren durchgeführt, um die Anwendbarkeit der dynamischen Prüfung sowohl für Prüfstände mit (Labor A) wie auch ohne Zwischenkreislauf (Labor B) zu untersuchen. Außerdem wurden in jedem Labor Wiederholungsmessungen durchgeführt, um erste Rückschlüsse auf die intra- und interlaborale Reproduzierbarkeit der dynamischen Prüfung ziehen zu können. Im Anhang ist exemplarisch der Messverlauf über die Gesamtmessdauer von sechs Tagen für die Außentemperatur, die Vorlauftemperatur, die Heizleistung sowie die Stromaufnahmeleistung während der dynamischen Prüfung an WP#1 in Labor A zu sehen (Abbildung A.1). Die Außentemperatur wurde durch den Prüfstand in der Klimakammer entsprechend des Temperaturprofils aus Abbildung 4.6 bereitgestellt. Die Heizleistung wurde unter Berücksichtigung der Korrelationen aus Abschnitt 4.2 als Kompensationslast am Kondensator der Wärmepumpe abgenommen. Auf den ersten Blick wurden die Soll - Werte der Heizleistung im Mittel über die gesamte Prüfzeit gut erreicht. Die Vorlauftemperatur wurde aktiv von der Wärmepumpe über ihre im Regler hinterlegte Heizkennlinie, ebenfalls entsprechend der Korrelationen aus Abschnitt 4.2, angefahren. Bei hohen Außentemperaturen erzeugte WP#1 zu hohe Vorlauftemperaturen und bei niedrigen Außentemperaturen zu niedrige Vorlauftemperaturen.

Diese Abweichungen zwischen Soll- und Ist - Vorlauftemperaturen bei hohen und niedrigen Außentemperaturen sollen im Folgenden für die Sequenzen 9 ($\vartheta_a = 12,0^\circ\text{C}$) und 28 ($\vartheta_a = -10,0^\circ\text{C}$) in Abbildung 5.1 näher betrachtet und bewertet werden. Die beiden ausgewählten Sequenzen entsprechen den Betriebsbedingungen der Prüfpunkte

E und D aus der EN 14825:2018 (vgl. Abschnitt 4.1, Tabelle 4.2).

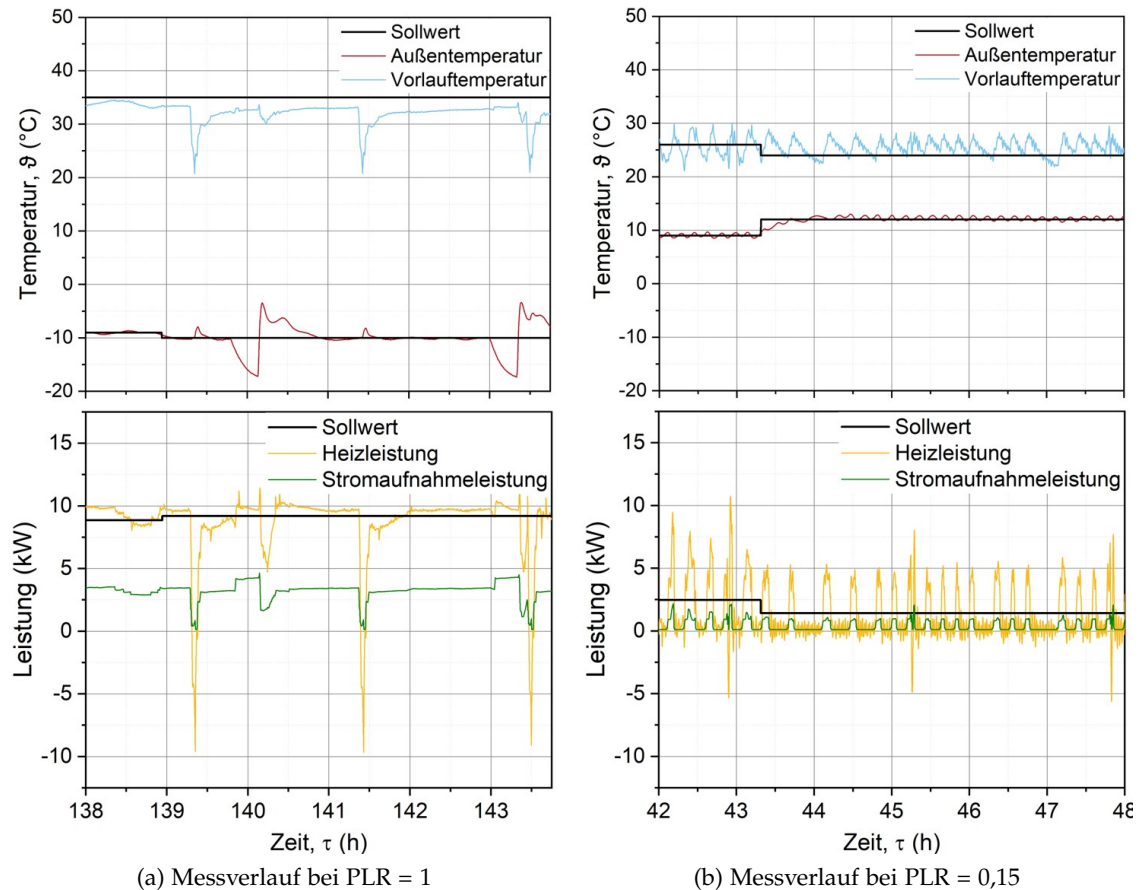


Abbildung 5.1.: Wärmepumpenverhalten während der dynamischen Prüfung bei unterschiedlichen PLRs.

Bei $-10,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur initiierte WP#1 Abtauprozesse. Die Abtauung wurde durch die Umkehrung des in Abschnitt 2.2 beschriebenen thermodynamischen Prozesses erreicht. Eine Folge dieser Prozessumkehr waren die in Abbildung 5.1a gezeigten negativen Heizleistungen von jeweils etwa -10 kW bei den Messzeiten $139,4\text{ h}$, $141,4\text{ h}$ und $143,5\text{ h}$. Grundsätzlich steuerte WP#1 die vorgegebenen Soll - Werte sichtbar an, wobei deutlich zu erkennen ist, dass die Soll - Vorlauftemperatur stets leicht unterschritten wurde. Abbildung 5.1b zeigt das Taktverhalten der Wärmepumpe bei Außentemperaturen von $12,0^{\circ}\text{C}$. Um die Vorlauftemperatur zu reduzieren und damit die Soll - Vorlauftemperatur im Mittel zu erreichen, schaltete die Wärmepumpe ihren Verdichter und ihren Ventilator im Außengerät in den Taktbetrieb. Dieses zyklische Verhalten ist nicht nur bei der Stromaufnahmeleistung sondern auch bei der Vorlauftemperatur, der Heizleistung und in abgeschwächter Form bei der Außentemperatur zu erkennen.

Die Güte, mit der die von der dynamischen Methode über die gesamte Messzeit geforderte Soll - Heizmenge erreicht werden konnte, lässt sich mit den in Abbildung 5.2 dargestellten Entwicklungen sowie der Übersicht in Tabelle 5.1 bewerten.

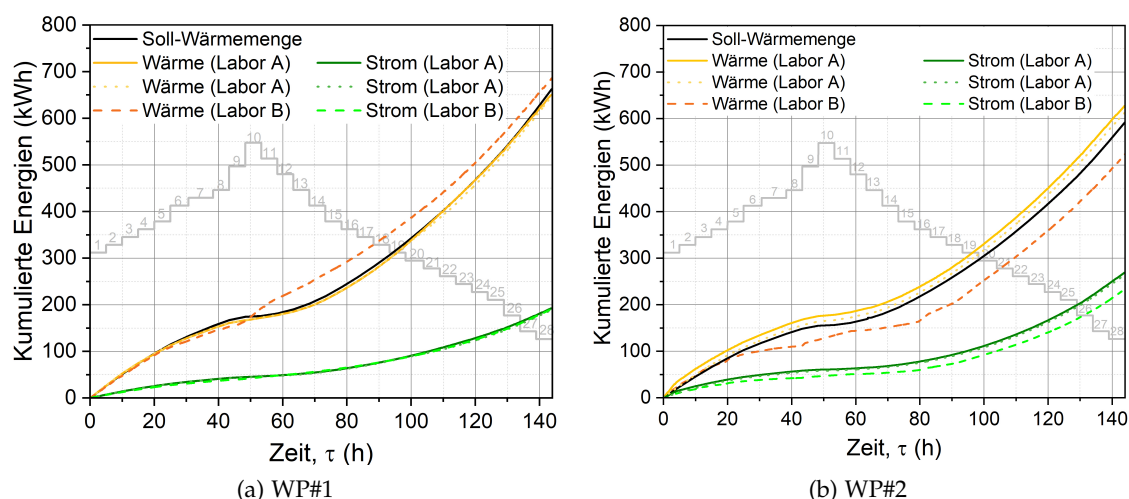


Abbildung 5.2.: Soll - Heizenergie (schwarz), tatsächlich bereitgestellte Heizenergie (gelb) sowie Stromverbrauch (grün) von WP#1 und WP#2 während der dynamischen Prüfung in den Laboren A (durchgezogene Linie) und B (gestrichelte Linie).

Tabelle 5.1.: Überblick über die Ergebnisse der Machbarkeitsanalyse

WP#	Labor	Messung	Soll - Heizmenge (kWh)	Ist - Heizmenge (kWh)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
1	A	M1	662,48	650,58	192,39	132
		M2		646,96	188,95	134
		M3		685,75	190,95	141
2	A	M4	591,64	627,76	269,42	90
		M5		621,31	269,61	89
		M6		523,62	233,75	87
3	A	M7	1082,99	1237,70	346,23	135

Die über die gesamte Messzeit zu liefernde Soll - Heizmenge ergibt sich aus dem rechnerisch ermittelten Gebäudeheizbedarf für jede Temperatursequenz nach EN 14825:2018 (vgl. Gleichung 2.3) sowie der jeweiligen Messzeit und wird in Abbildung 5.2 durch den schwarzen Verlauf dargestellt. Am Ende einer dynamischen Messung sind laut dieser Soll - Kurve durch WP#1 662,48 kWh und durch WP#2 insgesamt 591,64 kWh an Heizenergie bereitzustellen. Die gelben Verläufe zeigen die tatsächlichen während der

Messung am Kondensator der Wärmepumpen abgenommenen und kumulierten Wärmemengen für mehrere Wiederholungsmessungen in den Laboren A und B. Die grünen Verläufe zeigen den gemessenen und kumulierten Stromverbrauch. Abbildung 5.2a zeigt zwei Wiederholungsmessungen an WP#1 in Labor A (durchgezogene Linien), bei denen die Wärmepumpe die Soll - Heizmenge in beiden Fällen mit geringen Abweichungen von -1,8 % und 2,3 % geliefert hat. Bei einer weiteren dynamischen Messung in Labor B lieferte dieselbe Wärmepumpe einen leichten Überschuss an Heizenergie (685,75 kWh), was zu Abweichungen von 3,5 %, bezogen auf die Soll - Heizmenge, führte. Dieser Heizüberschuss lässt sich darauf zurückführen, dass die Wärmepumpe in Labor B bei hohen Außentemperaturen bzw. kleinen PLRs, anders als in Labor A (vgl. Abbildung 5.1b), ihre Leistung nicht herunterregelt hat. Die Wärmepumpe wechselte zwar ebenso in den Taktbetrieb, es konnten allerdings in den beiden Laboren Unterschiede im Taktverhalten beobachtet werden. Vermutlich lassen sich die unterschiedlich großen Mengen an durch die Wärmepumpe bereitgestellter Heizenergie direkt auf das differente Verhalten der Wärmepumpe in den beiden Laboren zurückführen. Der Einfluss des Prüfstands auf das Wärmepumpenverhalten wird daher in Unterabschnitt 5.1.1 näher untersucht. Die Stromverbräuche decken sich für die drei Wiederholungsmessungen, unabhängig vom Labor, mit einer Standardabweichung von 1,7 %.

Die Messungen an WP#2 ergaben ähnliche Ergebnisse bezüglich der Durchführbarkeit der dynamischen Methode in den beiden Laboren. Allerdings ist die Übereinstimmung von Soll - Heizmenge mit tatsächlich bereitgestellter Heizmenge etwas schlechter als bei den Messungen mit WP#1. Bei zwei Wiederholungsmessungen in Labor A erzeugte WP#2 Heizmengen von 627,76 kWh und 621,31 kWh, welche damit nahe an der Soll - Heizmenge lagen (591,6 %). Die Abweichungen zum Soll - Wert sind mit 6,1 % und 5,0 % allerdings größer, als bei WP#1. Bei der Messung in Labor B zeigte sich für WP#2 wiederum ein differenziertes Wärmepumpenverhalten im Vergleich zur Messung in Labor A. Im Gegensatz zu den Messungen in Labor A, wo WP#2 einen Überschuss an Heizenergie bereitgestellt hat, lieferte WP#2 in Labor B mit 523,62 kWh weniger Heizenergie als gefordert (rel. Abw. -11,5 %). Dies hängt damit zusammen, dass WP#2 in Labor B bei niedrigen Außentemperaturen längere Standzeiten von Verdichter und Umwälzpumpe gefahren ist und damit die Soll - Heizleistungen in diesen Sequenzen nicht liefern konnte. Dies lässt sich auch in Abbildung 5.2b bei einem Blick auf den Stromverbrauch erkennen, wo eine deutliche Differenz zwischen den Messungen in den Laboren A und B zu erkennen ist. Während in Labor A jeweils Stromverbräuche von 269,42 kWh und 269,61 kWh gemessen wurden, wurde in Labor B lediglich ein Stromverbrauch von 233,75 kWh aufgenommen.

Tabelle 5.2 gibt eine Übersicht über die relativen Abweichungen zwischen der durch die Wärmepumpen bereitgestellten Heizmengen und den jeweiligen Soll - Heizmengen. Außerdem sind die Wiederholstandardabweichung und Vergleichsstandardabweichung bezogen auf die saisonale Energieeffizienz η_s angegeben. Bei Betrachtung der Wiederhol-

Tabelle 5.2.: Präzision der dynamischen Methode (Machbarkeitsanalyse)

WP#	Labor	Messung	Rel. Abweichung zur Soll-Heizmenge (%)	Wiederholstandardabweichung s_r (%)	Vergleichsstandardabweichung s_R (%)
1	A	M1	-1,80	1,60	4,97
		M2	-2,34		
	B	M3	3,51		
2	A	4	6,11	1,71	3,83
		M5	5,01		
	B	M6	-11,50		
3	A	M7	-14,20	-	-

standardabweichung zeigt sich, dass die dynamische Prüfung für die untersuchten Wärmepumpe bereits wiederholbare Ergebnisse liefert. Die Vergleichsstandardabweichung der dynamischen Prüfung ist bereits mit 5,0% geringer als die der Standardprüfung (5,9% vgl. Abschnitt 3.2). Es konnte zudem gezeigt werden, dass sowohl die Eigenschaften der Wärmepumpen wie auch der Prüfaufbau einen Einfluss auf die Menge der bereitgestellten Heizenergie haben. So ergaben sich während der Messungen an WP#3, einer Sole/Wasser - Wärmepumpe mit Ein/Aus - Regelung, mit 14,2% wesentlich größere Abweichungen zur Soll - Heizmenge als zum Beispiel während der Messungen an WP#1, einer Wärmepumpe mit stufenloser Leistungsregelung (max. 3,5%). Der in Tabelle 5.2 gezeigte Einfluss des Prüfstands auf die Messergebnisse soll im folgenden Abschnitt näher betrachtet werden.

5.1.1. Einfluss des Prüfstands auf die Messergebnisse

Die vorangegangene Analyse hat durch Messungen an verschiedenen Wärmepumpen in unterschiedlichen Laboren gezeigt, dass mit der dynamischen Methode bereits ohne spezifische Vorgaben zur Durchführung vergleichbare Ergebnisse erzielt werden konnten. Allerdings konnte beobachtet werden, dass die vermessenen Wärmepumpen unterschiedliche Mengen an Heizenergie in Abhängigkeit vom Prüfaufbau bereitstellten. Diese Unterschiede sollen im Folgenden einer genaueren Betrachtung unterzogen werden. Insbesondere soll eine Differenzierung zwischen Sequenzen mit geringerer Unsicherheit und Sequenzen, die mit einer höheren Unsicherheit behaftet sind, vorgenommen werden. Zudem sollen die unterschiedlichen Prüfstandsaufbauten und ihr Einfluss auf das Verhalten der Wärmepumpen genauer untersucht werden.

Zu diesem Zweck wurden die Sequenzmittelwerte ausgewählter Parameter für die im vorherigen Abschnitt bereits ausgewerteten dynamischen Messungen M1 (Labor A) und M2 (Labor B) an WP#1 ermittelt und miteinander verglichen. Abbildung 5.3 zeigt die Mittelwerte für (a) die Vor- und Rücklauftemperatur im Heizkreis, (b) die Heizleistung, (c) den Volumenstrom im Heizkreis sowie (d) die relative Feuchte auf der Quellseite in der Klimakammer.

Die Mittelwerte für die Vorlauftemperatur liegen für die meisten Sequenzen in beiden Laboren nahe der Soll - Werte $\vartheta_{VL,Soll}$ (Abb. 5.3 a). Jedoch stellte WP#1 bei kleinen PLRs in den Sequenzen 9 - 12 (vgl. Abbildung 4.6) in beiden Laboren wesentlich höhere Vorlauftemperaturen, als gefordert, bereit. Im Betriebsbereich nahe der Gebäudenennlast P_{design} in den Sequenzen 27 bis 28 wurden die Soll - Vorlauftemperaturen in beiden Laboren hingegen nicht erreicht. Letzter Fall ist vermutlich kein prüfstandspezifisches Defizit. Vielmehr sind die unzulässig niedrigen Vorlauftemperaturen vermutlich direkt darauf zurückzuführen, dass die Wärmepumpe bezogen auf die Gebäudenennlast P_{design} schlichtweg unterdimensioniert ist (vgl. Abb.5.3b). Dieser Aspekt wird in Unterabschnitt 6.1.2 genauer untersucht.

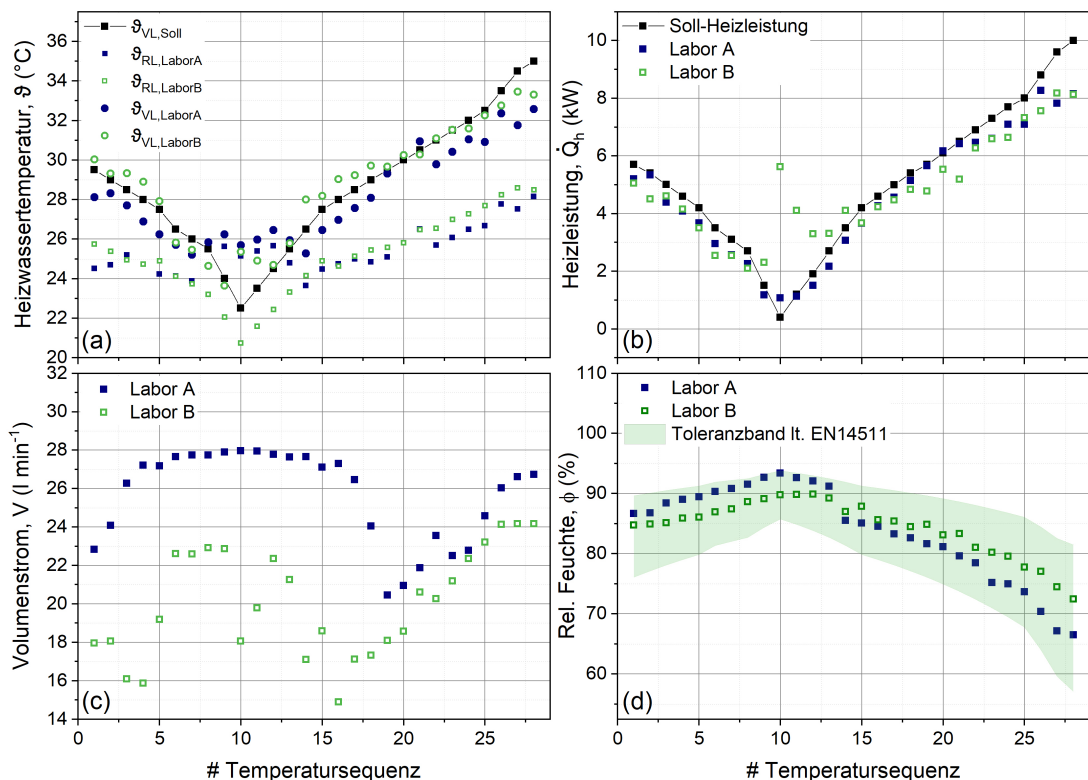


Abbildung 5.3.: Vergleich der Sequenzmittelwerte von (a) Vor- und Rücklauftemperatur im Heizkreis, (b) Heizleistung, (c) Volumenstrom im Heizkreis und (d) relativer Feuchte am Außengerät von WP#1 bei zwei verschiedenen Prüfaufbauten in Labor1 (blau) und Labor2 (grün).

Im ersten Methodenansatz wurden keine Spezifikationen vorgegeben, wie der Prüfstand die gewünschten Teillastbedingungen im verfahrenstechnischen Wechselspiel mit der Wärmepumpe zu erreichen hat. Einziger Parameter im Heizkreis, über den vom Prüfer gesteuert werden kann, ist die Rücklauftemperatur. Diese wird beim Prüfstand ohne Zwischenkreislauf direkt durch den Prüfstand bereitgestellt, beim Prüfstand mit Zwischenkreislauf indirekt über die Kühltemperatur und die Wärmeübertragung zwischen Kühlseite des Prüfstands und Zwischenkreislauf (vgl. Abschnitt 3.1). Der Volumenstrom am Kondensator wird bei beiden Prüfaufbauten über die integrierte Umwälzpumpe der Wärmepumpe bestimmt. Ohne Zwischenkreislauf bestimmt die Wärmepumpe daher überwiegend die Heizleistung. Durch stetigen Soll - Ist Vergleich kann lediglich über die Rücklauftemperatur versucht werden, die Wärmepumpe in den gewünschten Betriebspunkt zu bringen. Mit Zwischenkreislauf hingegen kann durch die Entkopplung zwischen Zwischenkreislauf und Kühlseite des Prüfstands die Soll - Heizleistung über die geregelte Wärmeabfuhr durch den Prüfstand wesentlich besser erreicht werden. Diese prüfstandsspezifischen Unterschiede machen sich insbesondere in den Sequenzen 9-12 während des Taktbetriebs der Wärmepumpe bemerkbar (vgl. 5.3b). In Labor A wurde durch den Prüfstand (mit Zwischenkreislauf) die Kompensationslast reduziert und die Soll - Heizleistungen damit auch bei niedrigen PLRs erreicht. In Labor B wurde hingegen der Ansatz einer stetigen Anpassung der Rücklauftemperatur in Abhängigkeit vom jeweiligen PLR durchgeführt und damit der Anreiz für die Wärmepumpe gesetzt, ihre Heizleistung zu reduzieren. Jedoch hat die Wärmepumpe den Volumenstrom im Heizkreis über ihre integrierte Umwälzpumpe trotz der bereits zu hohen Vorlauftemperaturen in den Sequenzen 9 - 12 nicht signifikant reduziert (vgl. Abbildung 5.3 c). Gleichzeitig betrug die Temperaturdifferenz zwischen Wärmepumpeneintritt und - austritt für alle Sequenzen mindestens 2 K. In der Folge entstanden bei diesen Sequenzen hohe Abweichungen zwischen Soll - und Ist - Heizleistung.

Das differente Verhalten der Wärmepumpe in beiden Laboren könnte darüber hinaus auch durch die Bedingungen auf der Quellseite in der Klimakammer (Außentemperatur, relative Feuchte) beeinflusst worden sein. Um dies ausschließen zu können, wurde ebenfalls untersucht, ob während der Messungen in den beiden Laboren auf Quellseite unzulässig hohe Abweichungen zu den Soll - Werten aufgetreten sind. In Abbildung 5.3d ist die mittlere relative Feuchte der einzelnen Sequenzen für beide Labore gezeigt. Die relativen Feuchten auf der Quellseite waren in den beiden Laboren innerhalb der zulässigen Abweichungen nach EN 14511 ($\pm 0,4$ K bezogen auf die mittlere Feuchtkugeltemperatur). Auch die Außentemperatur in der Klimakammer unterlag, die Abtauzyklen ausklammernd, zu jedem Zeitpunkt der Messung nur geringen Schwankungen mit maximalen Abweichungen von 1 K zur Soll - Außentemperatur. Der Einfluss der Quellseite auf die Senkenseite und damit auf die Reproduzierbarkeit der Messung ist daher aufgrund der stabilen Zustände der Quellbedingungen in der Klimakammer vermutlich gering.

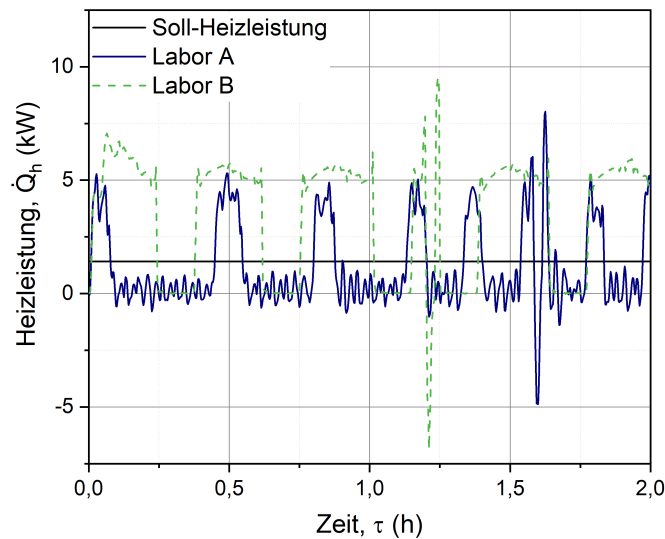


Abbildung 5.4.: Taktverhalten von WP#1 bei Sequenz 12 in den Laboren A (blau) und B (grün).

Im Folgenden soll das Taktverhalten der Wärmepumpe in den beiden Laboren untersucht werden. Da insbesondere in den Sequenzen 9 - 12 abweichende Heizleistungen zwischen beiden Laboren festgestellt wurden, werden diese Sequenzen näher betrachtet. Abbildung 5.4 zeigt den Taktbetrieb von WP#1 anhand der Heizleistung in den Laboren A und B in der Sequenz 12. Es ist ein deutlicher Unterschied im Taktverhalten der Wärmepumpe in den beiden Laboren erkennbar. Dies ist sehr wahrscheinlich auf I) die zuvor erwähnten Unterschiede in der Prüfstandregelung sowie II) die unterschiedlichen Massen und Trägheiten der Prüfstände zurückzuführen. So konnte bereits in Abschnitt 4.1 gezeigt werden, dass das kleine Volumen des Zwischenkreislaufes (60l) in Labor A zu periodisch auftretenden Schwankungen während der Aus - Zeiten des Kompressors führen kann. Diese Schwankungen konnten direkt auf den Betrieb der Umwälzpumpe der Wärmepumpe sowie auf die vom Prüfstand punktuell angelegte Kühllast zurückgeführt werden. In Labor B hingegen treten diese Schwankungen aufgrund einer wesentlich größeren Prüfstandsmasse nicht auf. Zudem unterscheidet sich das Wärmepumpenverhalten in beiden Laboren auch in den Amplituden, der Frequenz sowie der Längen der Ein/Aus - Zyklen. So sind die Phasen, in denen die Wärmepumpe heizt, in Labor B wesentlich länger und zeigen zudem größere Amplituden. Diese Charakteristik könnte eine weitere Erklärung des in Abbildung 5.3 zu erkennenden Überschusses an Heizleistung und des in 5.2a zu erkennenden Überschusses an Heizenergie in Sequenz 12 für Labor B sein.

Es wurde festgestellt, dass der Prüfaufbau einen erheblichen Einfluss auf das Wärmepumpenverhalten hat. Insbesondere in Sequenzen bei niedrigen PLRs macht sich dieser Einfluss bemerkbar, sobald die Wärmepumpe taktet. Dies konnte sowohl auf das Volumen des Heizkreises sowie die unterschiedlichen Regelungsmöglichkeiten verschie-

dener Prüfaufbauten zurückgeführt werden. Um die Reproduzierbarkeit zu erhöhen, wird der Einfluss des Prüfaufbaus auf das Taktverhalten der Wärmepumpe und auf die saisonale Effizienz in Abschnitt 6.3 näher behandelt.

5.1.2. Einschwingzeiten des Systems Wärmepumpe/Prüfstand

Während der dynamischen Prüfung finden Wechsel des Temperatur- und Leistungsniveaus statt. Bei der Analyse der dynamischen Methode im vorherigen Abschnitt war die Phase nach dem Temperaturwechsel bisher integrativer Bestandteil der Messdatenauswertung, da die Reaktion der Wärmepumpe auf die Anforderungsänderung für die Berechnung der saisonalen Energieeffizienz mitberücksichtigt wurde. Allerdings muss für die weitere Methodenentwicklung ausgeschlossen werden, dass das System Wärmepumpe/Prüfstand unmittelbar nach Wechsel der Temperatur- und Leistungsbedingungen eine Phase durchläuft, in der sich die Parameter zunächst systembedingt einschwingen. Für den Fall, dass zwischen verschiedenen Prüfaufbauten große Abweichungen im Verhalten der Wärmepumpe zu verzeichnen sind, müssten diese Einschwingzeiten unter Umständen gesondert betrachtet werden. Im Anschluss an diese Einschwingzeiten könnte dann erst die repräsentative Phase beginnen, welche zur Messdatenauswertung genutzt werden kann. In diesem Abschnitt soll daher untersucht werden, ob die Länge der Einschwingphasen einen Einfluss auf die Mittelwerte der Temperatursequenzen und die saisonale Effizienz haben. Sollte sich ein signifikanter Einfluss ergeben, so müsste die Länge dieser Einschwingphasen untersucht und definiert werden. Eine Einschwingphase kann sich durch die Trägheit des Systems Wärmepumpe/Prüfstand ergeben und zu einer wie in Abbildung 5.5 gezeigten Entwicklung der Vorlauftemperatur führen.

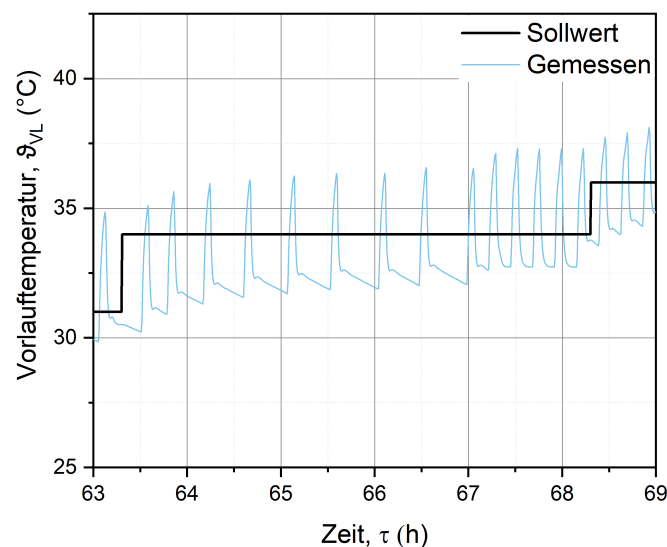


Abbildung 5.5.: Verzögerte Reaktion von WP#1 auf den Wechsel der Soll-Vorlauftemperatur während der dynamischen Prüfung (M3).

Nach dem Wechsel auf die folgende Sequenz und der damit verbundenen Änderung der Soll - Vorlauftemperatur, erreicht die Wärmepumpe erst mit einer Verzögerung die geforderte Soll - Vorlauftemperatur (im Mittel). Es ist daher zu untersuchen, ob die gezeigten Verzögerungen einen signifikanten Einfluss auf die Mittelwerte der einzelnen Sequenzen und damit auf das Gesamtergebnis der dynamischen Prüfung, die saisonale Effizienz, haben.

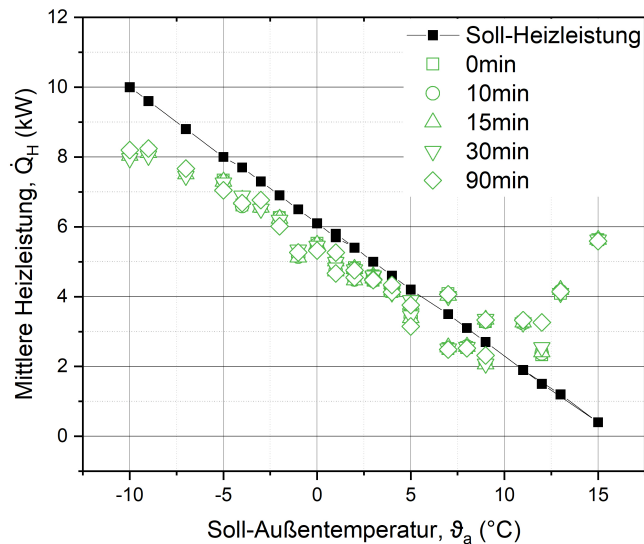


Abbildung 5.6.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten in Labor B.

Abbildung 5.6 zeigt den Einfluss der Einschwingzeiten auf Basis einer Sensitivitätsanalyse exemplarisch für die Mittelwerte der Heizleistung in den einzelnen Sequenzen während der dynamischen Prüfung von WP#1 in Labor B (M3). Der Einfluß der Einschwingzeiten auf die Mittelwerte der Stromaufnahmeleistung, der Vorlauftemperatur und des COPs in den Laboren A und B sowie der Einfluß auf die Mittelwerte der Heizleistung in Labor A sind in Abschnitt A.2 hinterlegt. Für die Sensitivitätsanalyse wurden unterschiedliche Einschwingzeiten für jede Sequenz des Temperaturprofils angenommen (siehe Tabelle 5.3). Die während dieser Einschwingzeiten aufgenommenen Messwerte wurden jeweils aus dem Profil geschnitten und für die Ermittlung der Mittelwerte der Heizleistung, der Stromaufnahmeleistung, der Vorlauftemperatur und des COPs nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse der Analyse zeigen, dass die Mittelwerte der einzelnen Sequenzen auch dann nahezu identisch sind, wenn die angenommene Länge der Einschwingphase signifikant verkürzt wird. Für den Mittelwert der Gesamtmesung konnten maximale relative Abweichungen bezogen auf den Referenzmittelwert (Einschwingzeit 0 Minuten) von jeweils 0,2 % für die Heizleistung und die Stromaufnahmeleistung beobachtet werden. Für die Vorlauftemperatur und den COP konnten bezogen auf die Mittelwerte der Gesamtmesung keine Abweichungen festgestellt wer-

den. Für die Sequenz 9 konnten vereinzelt im Labor B erhöhte Abweichungen von maximal 39,9% für die mittlere Heizleistung und 29,9% für die mittlere Stromaufnahmeleistung festgestellt werden, was sich ebenfalls durch eine Verbesserung des COPs in dieser Sequenz um 7,7% ausdrückt. Tabelle 5.3 zeigt die resultierenden relativen Abweichungen der saisonalen Effizienz für die Annahme verschiedener Einschwingzeiten bezogen auf eine Referenzeinschwingzeit von 0 Minuten. Aus den Daten wird ersichtlich, dass selbst Einschwingzeiten von 90 Minuten die Messergebnisse der saisonalen Energieeffizienz nur marginal beeinflussen. So liegen die maximalen Abweichungen, bezogen auf den Referenzfall, bei lediglich 0,3%.

Tabelle 5.3.: Relative Abweichung der jahreszeitbedingten Raumheizungsenergieeffizienz η_s unter der Annahme verschiedener Einschwingzeitenlängen.

Einschwingdauer (min)	Labor #	$\Delta\eta_s$ (%)
0	A	0,0
	B	0,0
10	A	-0,1
	B	0,0
15	A	-0,2
	B	0,0
30	A	-0,2
	B	0,3
90	A	-0,2
	B	0,2

Da trotz nachweisbarer Trägheit des Systems Wärmepumpe/Prüfstand (vgl. Abbildung 5.5) durch die Sensitivitätsanalyse gezeigt werden konnte, dass unterschiedliche Einschwingphasenlängen in beiden Laboren einen vergleichbaren geringen Einfluss auf die saisonale Effizienz haben, müssen die Einschwingphasen bei der Auswertung der dynamischen Prüfung für Wärmepumpen nicht gesondert betrachtet werden. Es kann weiterhin die gesamte Länge jeder Temperatursequenz für die Auswertung berücksichtigt werden.

5.2. Länge der Temperatursequenzen

In diesem Abschnitt soll eine theoretische Betrachtung durchgeführt werden, ob eine Verkürzung der Messzeit möglich ist oder ob es bei einer Verkürzung der Messzeit zu einem Informationsverlust und zu einem Verlust an Reproduzierbarkeit kommen würde. Zu diesem Zweck wurde eine Vergleichsanalyse auf Basis der Messergebnisse von WP#1 für verschiedene Messdauern durchgeführt. Als Referenzfall wurde das in Abschnitt 4.2 vorgestellte und in der Machbarkeitsanalyse angewandte Profil mit minimalen Sequenzlängen von fünf Stunden definiert. Für den Vergleichsfall wurden jeweils nur die erste 2,5 Stunden jeder Sequenz in die Auswertung und für die Berechnung der Parametermittelwerte einbezogen. Da im vorherigen Abschnitt gezeigt werden konnte, dass es

für die Auswertung der Messung mit der dynamischen Methode ausreichend ist, die Gesamtlängen der Sequenzen ohne Einschwingzeit zu berücksichtigen, ist ein direkter Vergleich zwischen Sequenzen mit einer Dauer von 2,5 Stunden und Sequenzen mit einer Dauer von 5 Stunden möglich. Unterschiede in den Ergebnissen beider Fälle könnten dennoch durch die Langzeitregelung der Wärmepumpe auftreten. Abbildung 5.7 zeigt den Einfluss verschiedener Messdauern auf die Mittelwerte der Heizleistung in den einzelnen Sequenzen während der dynamischen Prüfung von WP#1 in Labor A (M1). Der Einfluß verschiedener Messdauern auf die Mittelwerte der Stromaufnahmeleistung, der Vorlauftemperatur und des COPs in den Laboren A und B sowie der Einfluß auf die Mittelwerte der Heizleistung in Labor B sind in Abschnitt A.3 hinterlegt.

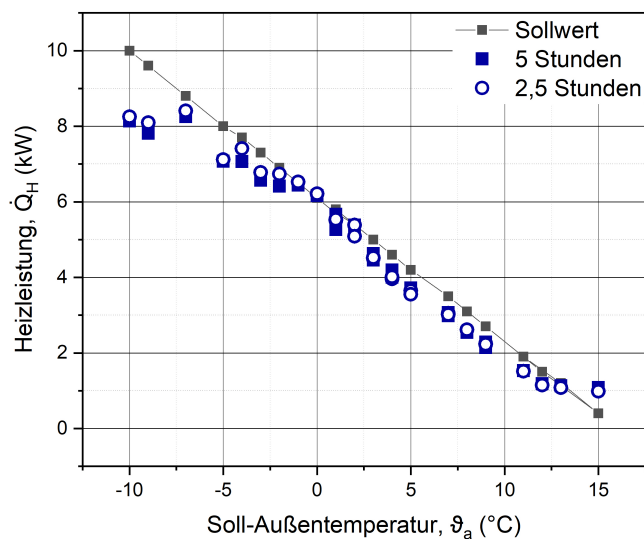


Abbildung 5.7.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 in Labor A bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.

Bezogen auf die Mittelwerte der Gesamtmessung liegen die Differenzen zwischen 5,0-h-Sequenzen und 2,5-h-Sequenzen bei 3,7% für die Heizleistung, 2,7% für die Stromaufnahmeleistung, 0,8% für die Vorlauftemperatur und 1,6% für den COP. Punktuell wurden bei einzelnen Sequenzen in Labor B erhöhte Abweichungen in den Sequenzmittelwerten beobachtet. So wurden in Sequenz 9 (Außentemperatur 12,0°C) Abweichungen von -32,0% für die Heizleistung, -26,5% für die Stromaufnahmeleistung, -2,0% für die Vorlauftemperatur sowie -7,6% für den COP ermittelt. Obwohl die Unterschiede für einzelne Sequenzen damit signifikant sind, haben diese Sequenzen aufgrund ihrer geringen Anteile am Gesamtheizbedarf während der dynamischen Prüfung nur eine geringe Auswirkung auf die saisonale Energieeffizienz. Im Vergleich zum Referenzfall verändert sich η_s durch die Verkürzung der Sequenzen daher nur geringfügig mit Abweichungen von 1,4% für Labor A und -0,3% für Labor B.

Die Ergebnisse zeigen, dass eine Verkürzung auf mindestens die Hälfte der Messzeit theoretisch möglich wäre und im Rahmen der oben gezeigten Abweichungen sowie unter Berücksichtigung der ermittelten Reproduzierbarkeit die Ergebnisse aus der Machbarkeitsanalyse bestätigen sollte. Diese These soll im Rahmen der Methodenoptimierung durch Messreihen mit einem verkürzten Temperaturprofil in Unterabschnitt 6.2.1 verifiziert werden.

5.3. Methoden zur Vorgabe der Außentemperatur

Die Außentemperatur kann der Wärmepumpe über zwei Wege vorgegeben werden:

1. Die Wärmepumpe detektiert unabhängig vom Bautypen die Ist - Außentemperatur direkt über ihre (Außen-)Temperaturfühler, welche in einer konditionierbaren Klimabox installiert sind.
2. Die Wärmepumpe erhält die Informationen zur Außentemperatur über eine variable Widerstandskaskade, welche ihren elektrischen Widerstand je nach zu simulierender Außentemperatur anpassen kann.

Bei der Klimabox handelt es sich um eine Styroporbox mit Heiz - und Kühlelementen und Abmaßen von ca. 50 cm x 30 cm x 30 cm. Sie hat den Vorteil, dass die Qualität der Wärmepumpensensorik bei der Messung mitberücksichtigt und bewertet werden kann. Nachteilig ist allerdings bei dieser Methode, dass die Temperatur in der Klimabox Schwankungen unterliegt, welche sich auf das Verhalten der Wärmepumpe und im Endeffekt auch auf die Messergebnisse auswirken könnten. Diese ergeben sich aus der einfachen Zweipunktregelung der Klimabox, welche eine exakte Temperaturregelung erschwert. Die Widerstandskaskade hingegen simuliert stabile Außentemperaturen, welche keinerlei Schwankungen unterliegen. Im Gegensatz zur Klimabox lässt diese Methode allerdings keinerlei Aussage über die Qualität der Wärmepumpensensorik zu.

5. Analyse der dynamischen Methode

Es wurden im Rahmen der Machbarkeitsanalyse Untersuchungen an WP#2 durchgeführt, mit der beide Methoden direkt miteinander verglichen und ihr Einfluss auf die Messung bewertet werden können. In Abbildung 5.8 und in Tabelle 5.4 werden die beiden Methoden gegenübergestellt, indem die durch die Wärmepumpe erzeugten Heizmengen während der Messungen sowie die Abweichungen der von der Wärmepumpe bereitgestellten Heizmengen zur Soll-Heizmenge verglichen werden.

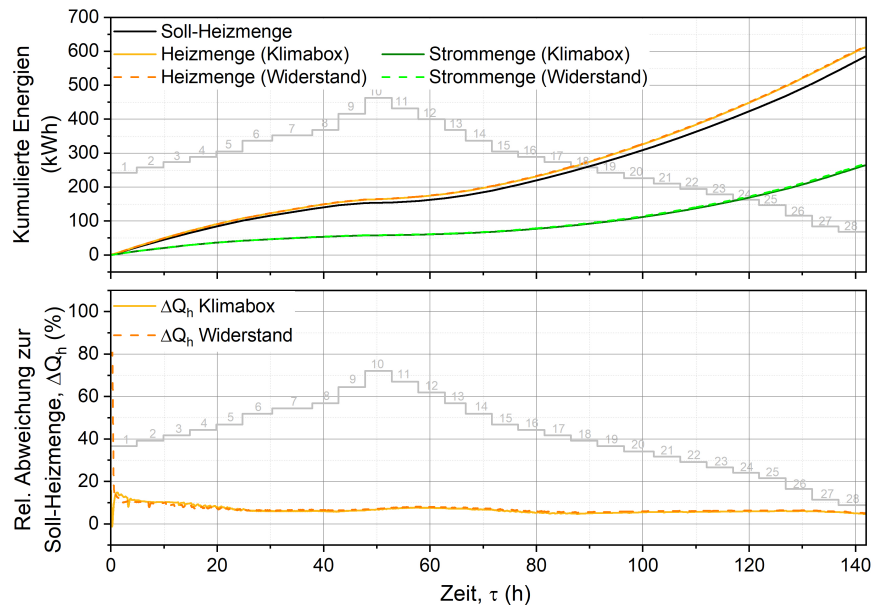


Abbildung 5.8.: Vergleichsmessungen an WP#2 mit Klimabox und mit Widerstandskaskade.

Tabelle 5.4.: Überblick über die Ergebnisse mit Klimabox und mit Widerstandskaskade

WP#	Labor	Methode	Soll-Heizmenge (kWh)	Ist-Heizmenge (kWh)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
2	A	Klimabox	591,64	621,31	269,61	89,18
		Widerstand		623,32	273,67	88,11

Beide Messungen wurden in Labor A durchgeführt, es wurde einmal mit der Klimabox (AT Sensor) und einmal mit der Widerstandskaskade (AT Widerstand) gemessen. Die Messung mit der Klimabox ist Messung M5, welche bereits in der vorherigen Analyse (vgl. Abbildung 5.2, Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2) untersucht wurde, und dient als Referenzmessung. Die Ergebnisse der Messung mit der Widerstandskaskade bestätigen die Ergebnisse aus der Referenzmessung mit der Klimabox. Die mit der Widerstandskaskade ermittelte saisonale Effizienz weicht um 1,2 % zur saisonalen Effizienz ab, welche mit der Klimabox ermittelt wurde. Sie liegt damit innerhalb der in Abschnitt 5.1 ermittelten

Wiederholstandardabweichung von 1,7%. Aus diesem Grund wird im Rahmen der weiteren Methodenoptimierung keine Fallunterscheidung zwischen der Anwendung der Klimabox und der Anwendung der Widerstandskaskade vorgenommen.

5.4. Zusammenfassung

In diesem Abschnitt wurden die Einflussgrößen aus ersten Versuchen mit dem dynamischen Methodenansatz analysiert. Es wurde beobachtet, dass das Verhalten der Wärmepumpen abhängig vom Prüfstands Aufbau sein kann. Vor allem im Taktbetrieb bei niedrigen PLRs wurden bei Messungen in unterschiedlichen Laboren die Abweichungen in den Mittelwerten für die Vorlauftemperatur, die Heizleistung und die Stromaufnahmeleistung ermittelt. Die Sequenzen bei niedrigen PLRs sind daher bei der weiteren Methodenentwicklung besonders zu berücksichtigen und der dynamische Methodenansatz in Hinblick auf eine bessere interlaborale Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit in diesen Sequenzen weiterzuentwickeln. Trotz der Unsicherheiten in den genannten Sequenzen konnte gezeigt werden, dass die dynamische Prüfung im ersten Methodenansatz auch ohne weitere Spezifikationen bereits eine bessere interlaborale Vergleichbarkeit als die Standardprüfung hat. Darüber hinaus wurde gezeigt, dass eine signifikante Verkürzung der Messdauer um die Hälfte der aktuellen Messzeit unter gleichzeitiger Erhaltung dieser Vergleichbarkeit möglich ist. Diese bisher rein rechnerisch gezeigte Möglichkeit der Verkürzung soll in Unterabschnitt 6.2.1 durch Messungen mit der dynamischen Methode verifiziert werden.

6. Notwendige Spezifikationen für eine standardisierte Methode

Die Machbarkeitsanalyse hat ergeben, dass der Methodenansatz zur dynamischen Prüfung bereits vergleichbare Ergebnisse liefert. Zudem wurden Möglichkeiten untersucht, die Prüfdauer signifikant zu verkürzen und die Prüfung somit wirtschaftlicher zu gestalten. Neben der Umsetzung einer verkürzten Prüfdauer wird in der weiteren Methodenentwicklung vor allem ein Schwerpunkt auf die weitere Steigerung der Reproduzierbarkeit sowie die Prüfbedingungen zu identifizieren, welche für den Vergleich verschiedener Wärmepumpen mit ähnlichem oder gleichem P_{design} notwendig sind. Dazu werden Untersuchungen zur optimierten Parametrisierung der Wärmepumpen, zur Verbesserung des Temperaturprofils sowie zur Optimierung der Prüfstandsbedingungen vorgestellt.

6.1. Betriebsspezifikationen der Wärmepumpen

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse der dynamischen Prüfung, insbesondere für Wärmepumpen mit ähnlichem P_{design} , zu steigern, werden im Folgenden Möglichkeiten zur Wärmepumpenparametrisierung untersucht. Die Parametrisierung soll im Vorfeld der dynamischen Prüfung erfolgen und zum einen garantieren, dass die Soll-Werte durch die Anpassung der Wärmepumpenheizkennlinie möglichst gut erreicht werden, und zum anderen, dass die Gebäudelastkurve aus Gleichung 4.2 entsprechend dem tatsächlichen Leistungsvermögen der Wärmepumpe gewählt wird. Es werden zunächst die Auswirkungen der Anpassung der Wärmepumpenheizkennlinie auf die Ergebnisse der dynamischen Prüfung ermittelt. Anschließend wird der Einfluss einer Anpassung der Gebäudelastkurve auf Basis der messtechnisch ermittelten Wärmepumpennennleistung untersucht.

6.1.1. Anpassung der Heizkennlinie für die Vorlauftemperatur

In der Machbarkeitsanalyse wurde gezeigt, dass die Wärmepumpen, in Abhängigkeit ihrer Gerätespezifikationen, in unterschiedlichem Maße die geforderte Soll-Heizmenge entsprechend der Anforderungen aus der Gebäudereferenzlast (vgl. Abschnitt 4.2) erreichen. Es wurden vor allem an den Grenzen des Betriebsbereiches der Wärmepumpe, bei besonders hohen und bei besonders niedrigen Außentemperaturen, Abweichungen zu den Soll-Heizleistungen und Soll-Vorlauftemperaturen ermittelt. Da eine präzise Bereitstellung dieser beiden Senkenparameter durch eine Wärmepumpe Bedingung für

die Vergleichbarkeit mit anderen Wärmepumpen ist, ist es ein Ziel, die Abweichungen zu den Soll-Werten weiter zu verkleinern. Eine Möglichkeit dazu besteht insbesondere durch die Anpassung der Wärmepumpenheizkennlinie im Vorfeld der Prüfung. Ob und in welchem Maße eine Anpassung notwendig ist, soll durch eine Messung im Vorfeld der dynamischen Prüfung ermittelt werden. Die Methode zur Anpassung der Heizkennlinie wird in diesem Abschnitt genauer beschrieben. Die Auswirkung einer angepassten Heizkennlinie auf die Ergebnisse werden durch Vergleichsmessungen mit der dynamischen Methode an WP#2, einmal mit und einmal ohne angepasster Heizkennlinie, aufgezeigt.

Abbildung 6.1 verdeutlicht exemplarisch die zuvor beschriebene Problematik an den Betriebsgrenzen der Wärmepumpen für das mittlere europäische Klima bei Außentemperaturen von $-10,0^{\circ}\text{C}$ (Abb. 6.1a) und $15,0^{\circ}\text{C}$ (Abb. 6.1b) anhand einer Messung mit der dynamischen Methode an WP#2 ohne Anpassung der Heizkennlinie.

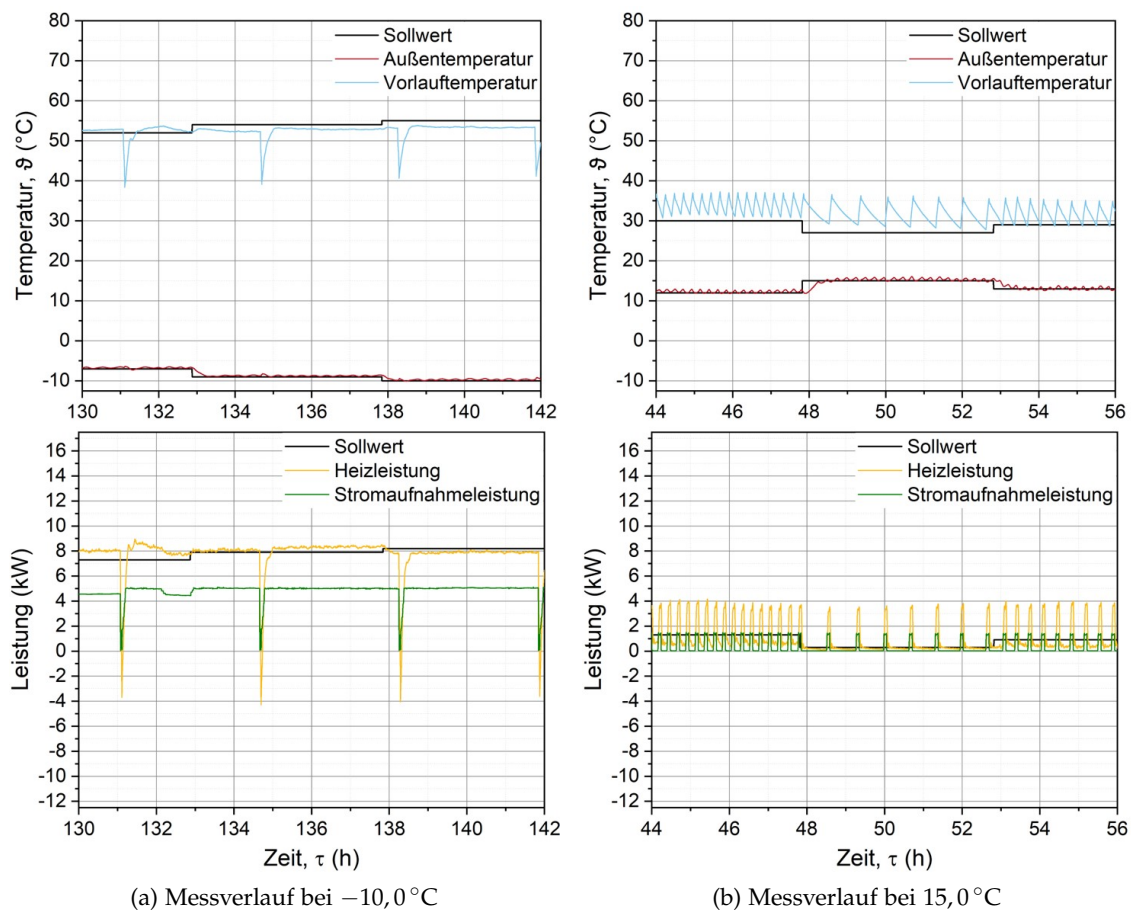


Abbildung 6.1.: Wärmepumpenverhalten während der dynamischen Prüfung bei unterschiedlichen Betriebszuständen.

Mit Abnahme der Außentemperatur von $-7,0^{\circ}\text{C}$ auf $-9,0^{\circ}\text{C}$ und anschließend weiter auf $-10,0^{\circ}\text{C}$ folgt die Vorlauftemperatur nicht den Soll - Werten ($55,0^{\circ}\text{C}$), sondern stagniert bei ca. 53°C . Die Mittelwerte für die gemessene Vorlauftemperatur bei $-7,0^{\circ}\text{C}$ und $-9,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur liegen jeweils bei $52,4^{\circ}\text{C}$ und $52,8^{\circ}\text{C}$. Damit liegt das Temperaturniveau im Vorlauf des Heizkreises $1,6^{\circ}\text{C}$ bzw. $2,2^{\circ}\text{C}$ unterhalb der Soll - Vorlauftemperatur. Die Soll - Heizleistung wird bei Außentemperaturen von $-7,0^{\circ}\text{C}$ und $-9,0^{\circ}\text{C}$ gedeckt. Bei einer erneuten Abnahme der Außentemperatur auf $-10,0^{\circ}\text{C}$ hingegen wird im Mittel über die gesamte Sequenz $0,71\text{ kW}$ zu wenig an Heizleistung durch die Wärmepumpe geliefert.

Im Grenzbereich bei hohen Außentemperaturen über $10,0^{\circ}\text{C}$ verhält es sich genau umgekehrt. Bei $15,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur liefert die Wärmepumpe im Mittel mit $0,59\text{ kW}$ zu viel Heizleistung und mit $31,7^{\circ}\text{C}$ eine zu hohe Vorlauftemperatur. Hier ergeben sich Abweichungen zu den Soll - Werten von $0,26\text{ kW}$ ($+80,0\%$) bezogen auf die Heizleistung sowie $4,7^{\circ}\text{C}$ bezogen auf die Vorlauftemperatur.

Der Überschuss an Heizmenge sowie die Abweichungen zur Soll - Vorlauftemperatur im niedrigen Teillastbereich könnte auf eine schlecht parametrisierte Heizkennlinie zurückzuführen sein. Ebenso könnte das bei tiefen Außentemperaturen unter Vollastbedingungen auftretende Defizit der Wärmepumpe in der Bereitstellung von Vorlauftemperatur und Heizleistung wiederum auf eine schlecht parametrisierte Heizkennlinie zurückgeführt werden. Eine weitere Erklärung für die Abweichungen im Vollastbetrieb könnte zudem die Diskrepanz zwischen der vom Hersteller deklarierten Nennlast P_{design} und der tatsächlichen Nennleistung der Wärmepumpe sein. Als Basis für die Berechnung der Soll - Heizleistungen dient der vom Hersteller deklarierte Wert zur Gebäudenennlast P_{design} (vgl. Abschnitt 4.2). Sofern nun eine Abweichung zwischen dem deklarierten und dem tatsächlichen Leistungsvermögen der Wärmepumpe besteht, macht sich dies auch bei der Prüfung bemerkbar. Ist die gemessene Leistung größer als das deklarierte P_{design} , so sind die vom Prüfstand angelegten Kompensationslasten zu gering und die Wärmepumpe läuft auch bei Außentemperaturen von $-10,0^{\circ}\text{C}$ nicht unter Vollast (Überdimensionierung). Ist die gemessene Leistung kleiner als das deklarierte P_{design} , so kann die Wärmepumpe die Soll - Heizleistung bei tiefen Außentemperaturen nicht mehr bereitstellen (Unterdimensionierung). In beiden Fällen verringert sich die Vergleichbarkeit von verschiedenen Wärmepumpen mit ähnlicher Nennleistung. Daher sollte, neben der Anpassung der Wärmepumpenheizkennlinie, im Vorfeld die Nennleistung der Wärmepumpe durch eine Messung überprüft und die Gebäudelastkurve entsprechend angepasst werden. Die messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung wird in Unterabschnitt 6.1.2 näher beschrieben.

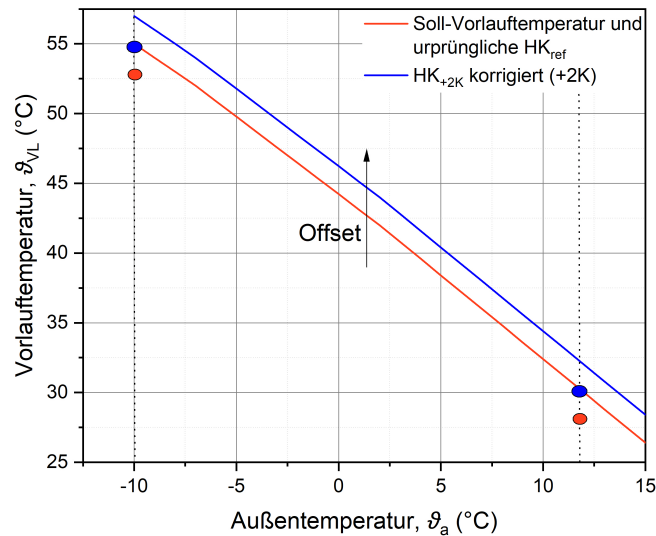


Abbildung 6.2.: Ursprüngliche Heizkennlinie (rote Linie) sowie verschobene Heizkennlinie (blaue Linie) sowie die jeweiligen messtechnisch ermittelten Vorlauf-temperaturen vor (roter Punkt) und nach Anpassung der Heizkennlinie.

Die Anpassung der Heizkennlinie im Vorfeld der dynamischen Prüfung erfolgt durch das Setzen eines Offsets (vgl. Abb. 6.2). Zunächst wird durch eine Kompensationsmessung bei $-10,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur im Betriebspunkt E (vgl. Abschnitt 4.1) überprüft, ob die geforderten Mittelwerte der Soll - Heizleistungen und Soll - Vorlauftemperaturen erreicht werden. Auf Basis der Ergebnisse dieser Messung wird die Heizkennlinie angepasst. Die Anpassung kann, sofern möglich, direkt im Wärmepumpenregler eingestellt werden oder dadurch erfolgen, dass der Wärmepumpe eine zur tatsächlichen Außentemperatur abweichende Temperatur über die Widerstandskaskade (vgl. Abschnitt 5.3) simuliert wird. Nach Anpassung der Heizkennlinie wird ein zweiter Betriebspunkt zur Überprüfung der angepassten Heizkennlinie angefahren. Dabei könnte zum Beispiel der Betriebspunkt D (vgl. Abschnitt 4.1) bei $12,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur gewählt werden. Alternative Betriebspunkte zur Überprüfung wären ebenfalls denkbar, sie sollten sich in jedem Fall bei niedrigen PLRs befinden, damit die gewählte Heizkennlinie für beide Betriebsgrenzbereiche der Wärmepumpe passend ist.

Es wurden Messungen an WP#2 mit und ohne angepasster Heizkennlinie durchgeführt. Die Anpassung der Heizkennlinie erfolgte, indem der Wärmepumpe über die Widerstandskaskade eine zur Temperatur in der Klimakammer um 2 K abweichende Außentemperatur simuliert wurde. Dadurch sollten sich die von der Wärmepumpe bereitgestellte Heizmenge und die Vorlauftemperatur im Vergleich zur Messung ohne Anpassung der Heizkennlinie ändern und die Soll - Werte besser erreicht werden. Abbildung 6.3 verdeutlicht dies durch die Gegenüberstellung der Messverläufe in der Sequenz 10 bei $15,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur für die Messungen mit und ohne Heizkennlinienanpassung. Die Messverläufe für die Messungen mit und ohne Heizkennlinienanpassung

in der Sequenz 28 bei $-10,0^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur sind im Anhang in Abbildung A.10 gezeigt.

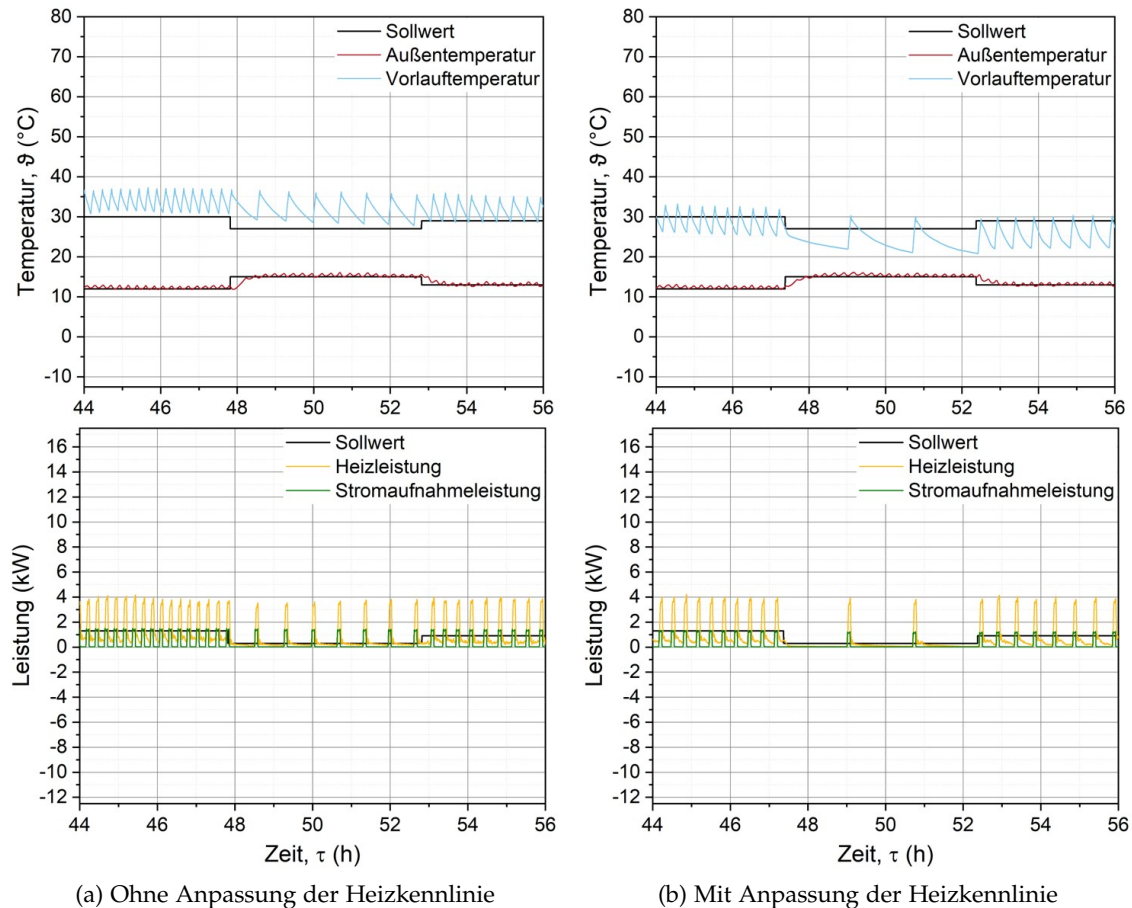


Abbildung 6.3.: Messverlauf bei $15,0^{\circ}\text{C}$ ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie (Sequenz 10).

Im Vergleich zur Messung ohne Anpassung der Heizkennlinie hat sich das Taktverhalten der Wärmepumpe in Sequenz 10 verändert. Der Kompressor schaltet nun in größeren zeitlichen Abständen an und aus, wobei sich die Länge der An-Zeiten nicht verändert hat. Dadurch verringern sich sowohl die mittlere Heizleistung wie auch die mittlere Stromaufnahmeleistung. Die Heizleistung verringert sich im Vergleich zur Prüfung ohne Heizkennlinienanpassung um $0,38\text{ kW}$ auf nunmehr $0,21\text{ kW}$. Damit liegt die mittlere Heizleistung nach Anpassung der Heizkennlinie nun unterhalb der geforderten Heizleistung. Der Betrag der relativen Abweichung verringert sich dabei von zuvor $80,0\%$ auf $37,0\%$ ($0,12\text{ kW}$). Analog zur Heizleistung fällt auch die Vorlauftemperatur am Wärmepumpenausstritt nach Anpassung der Heizkennlinie mit einer Abweichung von $-3,3^{\circ}\text{C}$ leicht unterhalb des Soll-Werts. Der Betrag der Abweichung der Vorlauf-

temperatur zeigt sich im Vergleich zur Messung ohne Anpassung der Heizkennlinie ebenfalls leicht verbessert.

In den Sequenzen 27 und 28 bei Außentemperaturen von $-9,0\text{ °C}$ und $-10,0\text{ °C}$ wurden keine signifikanten Veränderungen im Wärmepumpenverhalten beobachtet (vgl. Abbildung A.10 im Anhang). Die geforderten Leistungs- und Temperaturniveaus konnten durch die Wärmepumpe, wie bereits bei der Messung ohne Anpassung der Heizkennlinie, nicht bereitgestellt werden. Allerdings erhöht sich die mittlere Vorlauftemperatur bei $-10,0\text{ °C}$ nach Anpassung der Heizkennlinie geringfügig von $52,8\text{ °C}$ auf $53,1\text{ °C}$, sodass eine Verbesserung und Verminderung der Abweichung zwischen Soll- und Ist-Vorlauftemperatur von $-2,2\text{ °C}$ auf nunmehr $-2,0\text{ °C}$ zu verzeichnen ist. Auch die Heizleistung zeigt mit $0,60\text{ kW}$ geringere Abweichungen zur Soll-Heizleistung als zuvor ($0,71\text{ kW}$).

Tabelle 6.1 gibt einen Überblick über die absoluten Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Werten für die Vorlauftemperatur und die Heizleistung während der Messungen an WP#2 ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie in den Sequenzen 10 und 28.

Tabelle 6.1.: Abweichung der Mittelwerte von Vorlauftemperatur und Heizleistung zu den Soll-Werten während der Messungen an WP#2 ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie für die Sequenzen 10 und 28.

	Sequenz 10 ($\vartheta_a = 15,0\text{ °C}$)		Sequenz 28 ($\vartheta_a = -10,0\text{ °C}$)	
	ϑ_{VL} (°C)	\dot{Q}_h (kW)	ϑ_{VL} (°C)	\dot{Q}_h (kW)
ohne Anpassung	4,7	0,26	-2,2	-0,71
mit Anpassung	-3,3	-0,12	-2,0	-0,60

Abbildung 6.4 zeigt die durch WP#2 bereitgestellten Heizmengen sowie den Stromverbrauch ohne und mit angepasster Heizkennlinie während der Messungen mit der dynamischen Methode. Bei der Messung ohne Anpassung der Heizkennlinie (M5) kommt es insbesondere bei hohen Außentemperaturen im Teillastbereich zu Abweichungen zwischen Soll-Heizmenge und tatsächlicher, durch WP#2 bereitgestellter Heizmenge. Daher ergibt sich bei dieser Messung auch in der Summe ein Überschuss an Heizenergie, was an der Differenz zwischen ermittelter Heizmenge und Soll-Heizmenge am Ende der Messung zu erkennen ist. Durch die Anpassung der Heizkennlinie konnte das Verhalten der Wärmepumpe im Teillastbereich verändert werden, wodurch die durch WP#2 bereitgestellte Heizmenge wesentlich geringere Abweichungen zu der Soll-Heizmenge aufweist (M8). Der ermittelte Stromverbrauch sinkt analog.

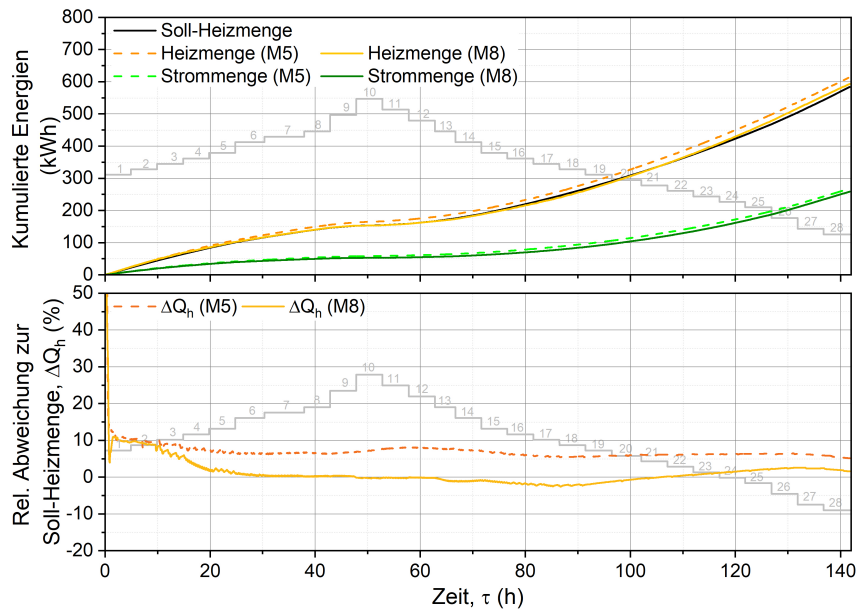


Abbildung 6.4.: Vergleichsmessungen an WP#2 mit (M8) und ohne (M5) Anpassung der Heizkennlinie.

Tabelle 6.2.: Messergebnisse ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie.

Messung	Soll-Heizmenge (kWh)	Ist-Heizmenge (kWh)	Differenz Soll-Ist (%)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
M5	591,64	621,31	5,01	269,61	89,18
M8	591,64	599,86	1,39	260,90	88,97

Tabelle 6.2 zeigt die Ergebnisse der Messungen mit der dynamischen Methode an WP#2 ohne und mit angepasster Heizkennlinie. Bei der Messung mit angepasster Heizkennlinie (M8) wird die geforderte Heizmenge mit geringeren Abweichungen erreicht als bei der Messung ohne Heizkennlinienanpassung (M5). Die relative Abweichung zur Soll-Heizmenge wird durch die Anpassung der Heizkennlinie von 5,0 % auf 1,4 % reduziert. WP#2 deckt zwar ohne angepasste Heizkennlinie ebenfalls die geforderte Heizmenge bei vergleichbarer saisonaler Effizienz, jedoch entsteht während der Prüfung ein größerer Überschuss an Heizenergie bei gleichzeitiger Erhöhung des Stromverbrauchs. Beide Varianten, M5 und M8, würden für WP#2 zu derselben Energieklasse auf dem Label führen, obwohl unterschiedliche Heiz- und Strommengen gemessen wurden.

Generell zeigen die Messergebnisse, dass durch eine Anpassung der Heizkennlinie eine verbesserte Erreichung der Soll-Werte möglich ist. Dies gilt sowohl für die Sequenzen unter Vollast wie auch im Teillastbereich. Im Teillastbereich zeigt sich allerdings, dass die Wärmepumpe durch Anpassung der Heizkennlinie unter Umständen den Heizbedarf

nicht mehr zu jedem Zeitpunkt decken kann. Daher gilt es, die Heizkennlinie mit Blick auf den Teillastbereich so einzustellen, dass die bereitgestellten Senkenparameter nicht unterhalb der Soll - Werte fallen. Es ist daher diejenige Einstellung zu bevorzugen, welche den Heizbedarf erfüllt und gleichzeitig Heizleistungen und Vorlauftemperaturen nächstmöglich zu ihren Soll - Werten ermöglicht. Die Vergleichbarkeit von Wärmepumpen, insbesondere mit ähnlicher Nennleistung, könnte durch eine Anpassung der Heizkennlinie im Vorfeld der dynamischen Prüfung stark verbessert werden. Sofern die Prüfung nicht mit einer Widerstandskaskade durchgeführt wird, ist die Präzision, mit der eine Anpassung der Heizkennlinie durchgeführt werden kann, immer begrenzt durch die Einstellungsmöglichkeiten und Auflösung im Wärmepumpenregler. Üblicherweise sind die Wärmepumpenregler je nach Wärmepumpe in 0,5 K bis 1 K - Schritten ansteuerbar.

6.1.2. Messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung und Anpassung der Gebäudelastkurve

Bisher wurde die vom Hersteller deklarierte Gebäudenennlast P_{design} als Grundlage für die Erstellung der Gebäudelastkurve und damit zur Ermittlung der Soll - Heizleistungen der Wärmepumpe in den verschiedenen PLRs verwendet. In vorangegangenen Versuchen mit der dynamischen Methode konnte gezeigt werden, dass die Gebäudenennlast P_{design} häufig nicht durch die Wärmepumpe gedeckt wird. Im Folgenden soll daher untersucht werden, ob eine messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung \dot{Q}_{design} vor der dynamischen Prüfung durchgeführt werden sollte und die Gebäudelastkurve und somit die Soll - Heizleistungen entsprechend angepasst werden müssten.

Die messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung soll unter den Bedingungen durchgeführt werden, bei denen die Wärmepumpe unter Vollast aber ohne Zusatzheizer betrieben wird (Monovalenter Betrieb). Sie erfolgt durch eine Kompensationsmessung unter den für den Betriebspunkt E beschriebenen Bedingungen (vgl. Abschnitt 4.1), sofern die Wärmepumpe keinen Bivalenzpunkt hat. Verfügt die Wärmepumpe über einen bivalenten Betriebsbereich, so wird die Kompensationsmessung bei der vom Hersteller deklarierten Bivalenz(außen)temperatur und der mit dieser Außentemperatur korrelierenden Soll - Vorlauftemperatur und Soll - Heizleistung aus Abschnitt 4.2 durchgeführt. Die Gebäudelastkurve für die dynamische Prüfung wird anschließend basierend auf der gemessenen Nennleistung \dot{Q}_{design} , anstelle von P_{design} , nach Gleichung 4.2 ermittelt. Abbildung 6.5 zeigt anhand eines theoretischen Beispiels an einer fiktiven Wärmepumpe die Gebäudelastkurven nach der deklarierten Nennlast und der gemessenen Wärmepumpennennleistung für die Anwendungsfälle (a) mit und (b) ohne Bivalenzpunkt.

Unter der Annahme, dass die deklarierte Nennlast P_{design} bzw. P_{biv} während der Kompensationsmessung nicht durch die Wärmepumpenleistung \dot{Q}_{design} bzw. \dot{Q}_{biv} gedeckt werden konnte, ergeben sich für beide Anwendungsfälle jeweils abweichende Gebäudelastkurven. In beiden Fällen würden sich somit die Soll - Werte für die Heizleistungen

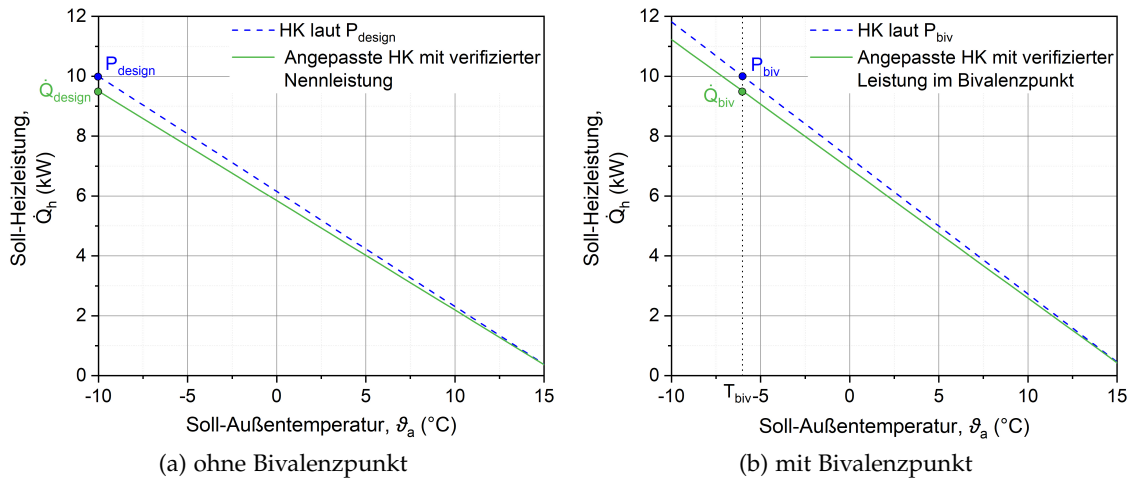


Abbildung 6.5.: Vergleich der berechneten Gebäudelastkurven nach deklarerter Nennlast P_{design} und nach gemessener Nennleistung \dot{Q}_{design} .

für die dynamische Prüfung gemäß Gleichung 2.3 verringern. Da die PLRs unverändert bleiben, verschieben sich die Gebäudelastkurven nicht parallel. Vielmehr kommt es für den Betriebsbereich bei größeren Leistungen auch zu größeren Veränderungen der Soll-Werte, wohingegen im Teillastbereich nur eine minimale Verschiebung der Gebäudelastkurve resultiert.

Im Folgenden sollen die Auswirkungen einer Veränderung der Gebäudelastkurve auf die Ergebnisse der dynamischen Prüfung an einem realen Beispiel (WP#2) gezeigt werden. Die Gebäudenennlast liegt für WP#2 laut Hersteller bei 8,2 kW, wobei das Gerät bis einschließlich zur Betriebsgrenze bei $-10,0^\circ\text{C}$ Außentemperatur monovalent betrieben wird. Die Kompensationsmessung bei $-10,0^\circ\text{C}$ ergab eine mittlere Heizleistung von 7,4 kW. Die gemessene Nennleistung ist somit kleiner als der deklarierte Wert. Damit liegt der Fall aus Abbildung 6.5a vor. Es wurden Vergleichsmessungen mit der dynamischen Methode durchgeführt, bei denen einmal $P_{\text{design}} = 8,2 \text{ kW}$ und einmal $\dot{Q}_{\text{design}} = 7,4 \text{ kW}$ als Nennlast für Erstellung der Gebäudelastkurven angenommen wurden. Die Vergleichsmessungen wurden bei Außentemperaturen zwischen $2,0^\circ\text{C}$ und $-10,0^\circ\text{C}$ durchgeführt, da insbesondere in diesem Betriebsbereich entsprechend Abbildung 6.5 Unterschiede in den Soll-Heizleistungen vorliegen.

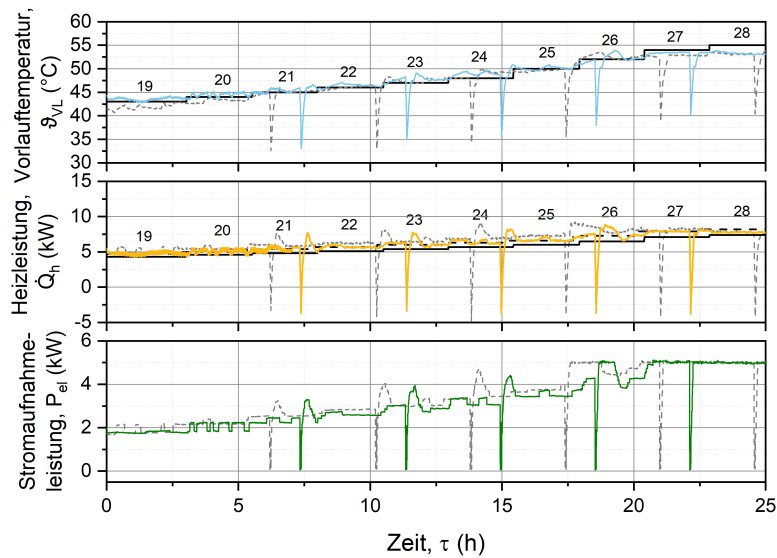


Abbildung 6.6.: Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei Außentemperaturen von $2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $-10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ unter Berücksichtigung der Gebäudelastkurven auf Basis der deklarierten Nennlast (gestrichelte Linien) und der gemessenen Nennleistung (durchgezogene Linien).

In Abbildung 6.6 sind die Messwerte für die Vorlauftemperatur, die Heizleistung sowie die Stromaufnahmeleistung abgebildet. Die Verläufe der Vorlauftemperatur sind in beiden Messungen nahezu identisch. Die Abtauprozesse treten zwar zeitlich leicht versetzt auf, allerdings mit identischer Zyklenlänge und Frequenz. Während der Messung mit der Gebäudelast basierend auf der gemessenen Nennleistung wird die Soll-Vorlauftemperatur, insbesondere in den Sequenzen 19 und 20, jedoch besser erreicht. Der Betrag der Differenz zwischen der gemessenen mittleren Vorlauftemperatur und der Soll-Vorlauftemperatur verringert sich sowohl für Sequenz 19 wie auch für Sequenz 20. Auch unter Vollast in Sequenz 28 ergeben sich Unterschiede bei einem Vergleich beider Messungen. In beiden Messungen entspricht die Heizleistung, mit Ausnahme während der Abtauprozesse, nahezu ideal der Soll-Heizleistung. Jedoch erreicht WP#2 nur während der Messung mit der experimentell ermittelten Nennleistung auch in Sequenz 28 bei Vollast die Soll-Heizleistung. Die Stromaufnahmeleistungen decken sich in beiden Messungen, wenngleich ihre Verläufe, aufgrund des zeitversetzten Auftretens der Abtauprozesse, ebenfalls zeitversetzt sind.

Die Messergebnisse zeigen, dass die Anpassung der Gebäudelastkurve auf Basis der messtechnisch ermittelten Wärmenennleistung der Wärmepumpe bei einigen Temperatursequenzen zu einer leichten Verbesserung der Erreichung der Soll-Werte von Vorlauftemperatur und Heizleistung führen kann. Da im Rahmen der Untersuchungen nur die Sequenzen 21 bis 28 berücksichtigt wurden, kann kein direkter Schluss auf die Auswirkungen auf die saisonale Effizienz getroffen werden. Vermutlich ist der Einfluss

auf die saisonale Effizienz jedoch gering. Durch die Anpassung der Gebäudelastkurve und die im vorherigen Abschnitt untersuchte Anpassung der Heizkennlinie würde sich jedoch eine verbesserte Vergleichbarkeit verschiedener Wärmepumpen, die für ähnliche Gebäudelasten ausgelegt sind, ergeben.

6.2. Design des Temperaturprofils

Die Analyse aus Abschnitt 5.2 zeigt das Potential zur weiteren Verkürzung der dynamischen Prüfung von 144 h auf 72 h. Eine entsprechende Verkürzung wäre sowohl für die Anwendung in der Wärmepumpenentwicklung und -zertifizierung sowie für Marktüberwachungsaktivitäten vorteilhaft. Bisher wurde die Möglichkeit einer Verkürzung nur rechnerisch gezeigt. Daher soll im Folgenden die tatsächliche Machbarkeit anhand von Messreihen überprüft werden. Darüber hinaus soll untersucht werden, ob und in welchem Maße die Reihenfolge der Temperatursequenzen einen Einfluss auf das Verhalten der Wärmepumpen und die Ergebnisse der dynamischen Prüfung haben. Zuletzt soll überprüft werden, ob eine Durchführung der Messung mit der dynamischen Methode auch mit Unterbrechungen möglich ist und ob das zu unveränderten Ergebnissen führt.

6.2.1. Verringerung der Messdauer

Zur Umsetzung einer verkürzten Messdauer auf Basis der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.2 wurde das in Abschnitt 4.2 entwickelte Profil zeitlich gekürzt, indem jede einzelne Sequenz halbiert und somit die Gesamtmesszeit halbiert wurde. Es müssten sich bei der verkürzten Messung also Heiz- und Strommengen ergeben, welche halb so groß im Vergleich mit denen aus einer 6-Tages-Messung sind. Die saisonale Energieeffizienz sollte somit unverändert bleiben, da sich sowohl die Heizmenge wie auch die Strommenge gleichermaßen verändern und damit ihr Verhältnis erhalten bleiben sollte.

Es wurden je zwei Messungen mit der dynamischen Methode und dem verkürzten Profil an WP#2 und WP#3 durchgeführt. In Abbildung 6.7 sind die während der Messungen aufgenommenen Energiemengen für WP#2 abgebildet. Die geforderte Heizmenge konnte auch mit der verkürzten Messung während der gesamten Messzeit nahezu ideal gedeckt werden. Für WP#3 hingegen lässt sich über die gesamte Messzeit ein Überschuss an Heizenergie feststellen, wodurch am Ende der Messung eine Abweichung zwischen Soll- und Ist- Heizmenge von 9,7% bzw. 8,7% besteht (vgl. Abbildung A.11 im Anhang). Dies hängt damit zusammen, dass bei diesen Messungen, anders als bei WP#2, keine Anpassung der Heizkennlinie (vgl. Unterabschnitt 6.1.1) vorgenommen wurde. Vermutlich haben außerdem Mindestlaufzeiten für den Kompressor einen Einfluss auf die tatsächliche Heizmenge und sorgen vor allem bei kleinen Leistungen im Teillastbereich für einen Heizüberschuss.

Für beide Wärmepumpen zeigen die verkürzten Messungen auch während des Taktbetriebs eine gute Wiederholbarkeit. Sowohl die erzeugten Heizmengen wie auch die dafür aufgewandten Strommengen decken sich zu jedem Zeitpunkt der Wiederholungsmessungen.

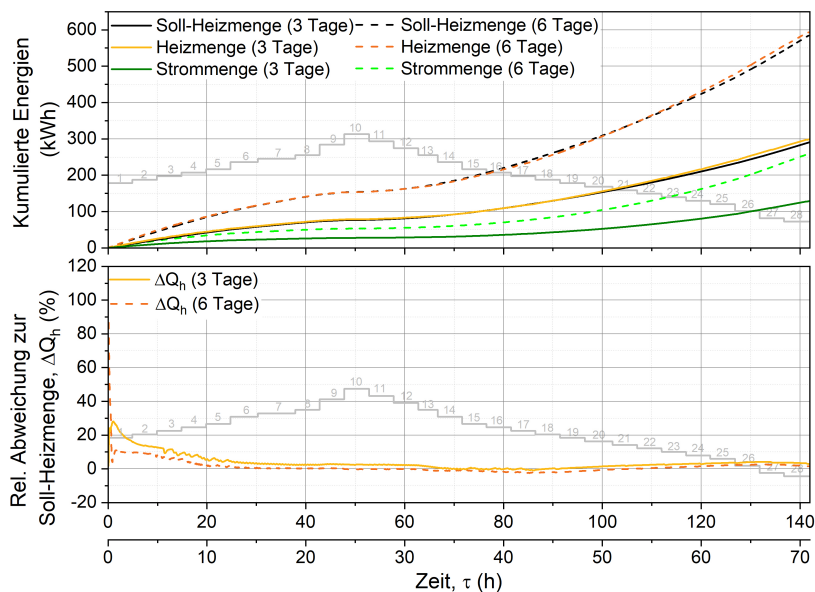


Abbildung 6.7.: Ergebnisse der dynamischen Prüfung an WP#2 mit einem 3- und einem 6-Tages-Zyklus.

Die Ergebnisse der Messungen mit unterschiedlicher Messdauer an WP#2 sind in Tabelle 6.3 gezeigt. Die Messung M4 wird für den Vergleich der Messungen mit unterschiedlicher Messdauer als Referenz herangezogen. Sowohl die Heiz- wie auch die Strommengen halbieren sich wie erwartet durch die Verkürzung der Messzeit. Dies zeigt sich an den relativen Abweichungen der Energiemengen im Vergleich der Messungen M9 und M10 zu M4 von jeweils etwa -50%. Für die ermittelten saisonalen Energieeffizi-

Tabelle 6.3.: Vergleich zwischen 6-Tages-Zyklus und verkürzter Prüfung von WP#2

Messdauer	Messung	Heizmenge		Stromverbrauch		Saisonale Energieeffizienz η_s	
		Absolut (kWh)	Rel. Abw. (%)	Absolut (kWh)	Rel. Abw. (%)	Absolut (%)	Rel. Abw. (%)
6 Tage	M4	627,76	0	269,42	0	90,20	0
	M5	621,31	-1,02	269,61	0,07	89,18	-1,14
3 Tage	M9	302,16	-51,87	130,11	-51,71	89,89	-0,34
	M10	311,67	-50,35	136,22	-49,44	88,52	-1,87

Tabelle 6.4.: Vergleich zwischen 6-Tages-Zyklus und verkürzter Prüfung von WP#3

Messdauer	Messung	Heizmenge		Stromverbrauch		Saisonale Energieeffizienz η_s	
		Absolut (kWh)	Rel. Abw. (%)	Absolut (kWh)	Rel. Abw. (%)	Absolut (%)	Rel. Abw. (%)
6 Tage	M7	1237,70	0	346,23	0	134,99	0
3 Tage	M11	594,30	-51,98	166,65	-51,86	134,65	-0,25
	M12	588,79	-52,42	165,33	-52,25	134,45	-0,40

enzen betragen die relativen Abweichungen zur Referenzmessung M4 für die verkürzten Messungen M9 und M10 jeweils -0,3% und -1,9%. Diese Abweichungen sind damit vergleichbar mit den Abweichungen zwischen zwei 6-Tages-Messungen (-1,1%) sowie der in Abschnitt 5.1 ermittelten Wiederholstandardabweichung von 1,7%.

Tabelle 6.4 zeigt die Ergebnisse der Messungen mit der dynamischen Methode an WP#3 mit dem 6-Tages- und dem 3-Tages-Zyklus. Die ermittelten Heiz- und Strommengen sind im Vergleich zur 6-Tages-Messung (M7) in etwa halbiert. Für die während der verkürzten Messung ermittelte saisonale Effizienz betragen die relativen Abweichungen zur Referenzmessung 7 jeweils -0,3% und -0,4%. Sowohl für WP#2 wie auch für WP#3 sind die saisonalen Energieeffizienzen in allen Messungen miteinander vergleichbar. Sie sind damit nachweislich unabhängig von der Messdauer, solange die Gewichtung der Temperatursequenzen im Gesamtprofil unverändert bleibt.

Jedoch könnte aufgrund der Langzeitregelung¹ der Wärmepumpe eine Veränderung der Messzeit eine Änderung des Wärmepumpenverhaltens zur Folge haben. Um weitere Aussagen über das Verhalten der Wärmepumpe während einer 6-Tages- und einer 3-Tages-Messung treffen zu können, werden im Folgenden einzelne Sequenzen für beide Fälle näher betrachtet. Da in Unterabschnitt 5.1.1 als kritisch hinsichtlich der Reproduzierbarkeit identifiziert, wurden eine Sequenz, bei der die Wärmepumpe bei niedriger Soll-Heizleistung taktet (9,0 °C Außentemperatur), und eine Sequenz bei der

¹Unter Langzeitregelung ist ein Bestandteil der Wärmepumpenregelung zu verstehen, welcher die vorausgegangene Entwicklung der Umgebungs- und Anforderungsbedingungen in einem definierten Zeitfenster analysiert. Diese Informationen werden neben der Messung der aktuellen Umgebungs- und Anforderungsbedingungen dazu genutzt, die Leistung der Wärmepumpe effizient zu regulieren.

Betriebsgrenze der Wärmepumpe ($-10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur) näher betrachtet.

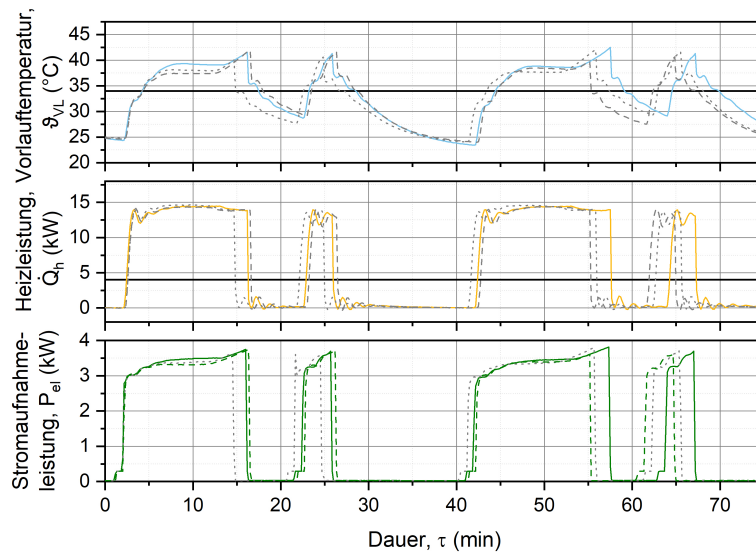


Abbildung 6.8.: Vergleich des Teillastverhaltens von WP#3 bei einer Außentemperatur von $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ während der 6-Tages-Messung (durchgezogene Linien) und der 3-Tages-Messungen (unterbrochene Linien).

Für eine genaue Analyse der Zyklen hinsichtlich ihrer Länge und ihrer Minima/Maxima wurden die Messdaten am Beispiel von WP#3 so zugeschnitten, dass der erste Zyklus für alle Messungen M7, M11 und M12 zeitgleich beginnt. Der Vergleich der Messwerte ist in Abbildung 6.8 gezeigt. Das Taktverhalten zeigt sich deutlich in den Verläufen der Vorlauftemperatur, der Heizleistung und der Stromaufnahmeleistung. Die Verläufe der Messdaten unterscheiden sich nur geringfügig voneinander, es treten im Wechsel längere und kürzere An-Phasen auf. Die längeren An-Phasen haben eine Dauer von 12,5-15 min und die Kürzeren eine Dauer von 3,5-5 min. Die Länge der Phasen variiert bei den Wiederholungen der 3-Tages-Messungen im gleichen Maße, wie bei der 3-Tages- und 6-Tages-Messung. Es lässt sich in diesem Zusammenhang daher kein systematisch abweichendes Verhalten der Wärmepumpe erkennen, das direkt auf die Verkürzung der Messzeit zurückzuführen ist. Eine Übersicht über die Mittelwerte, die Maxima und die Minima von Vorlauftemperatur, Heizleistung und Stromaufnahmeleistung ist in Tabelle 6.5 für die Messungen M7, M11 und M12 gezeigt.

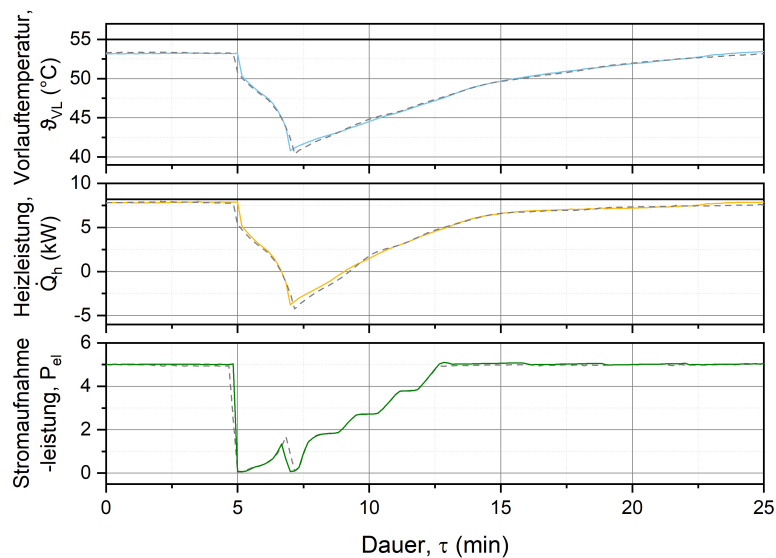
Die Mittelwerte und Minima sind für alle Parameter bei den 3-Tages-Messungen (M11, M12) kleiner, die Maxima hingegen größer als bei der 6-Tages-Messung (M7). Auch die Zyklenamplituden, also die Differenz zwischen Minima und Maxima, ist für alle drei Parameter bei M11 und M12 größer als bei M7. Für die Heizleistung und die Stromaufnahmeleistung sind die Abweichungen der Mittelwerte, Maxima und Minima zwischen den 3-Tages-Messungen geringer als zwischen 3-Tages- und 6-Tages-Messung. Im Falle der Vorlauftemperatur sind die Mittelwerte, Maxima und

Tabelle 6.5.: Vergleich der Ergebnisse bei $9,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur zwischen 6-Tages-Zyklus und der verkürzten Messungen an WP#3.

Parameter	Messdauer	Messung	Mittelwert	Maximum	Minimum
ϑ_{VL} ($^{\circ}\text{C}$)	6 Tage	M7	32,6	43,4	22,8
	3 Tage	M11	32,3	48,3	27,6
	3 Tage	M12	32,3	48,3	27,6
\dot{Q}_h (kW)	6 Tage	M7	6,02	14,57	-0,34
	3 Tage	M11	5,94	14,80	-0,17
	3 Tage	M12	5,91	14,79	-0,23
P_{el} (kW)	6 Tage	M7	0,76	3,87	0,03
	3 Tage	M11	0,70	4,23	0,03
	3 Tage	M12	0,65	4,26	0,03

Minima bei M11 und M12 sogar identisch. Die ermittelten Abweichungen zwischen den 3-Tages-Messungen und der 6-Tages-Messung könnten auf den Langzeitregler der Wärmepumpe zurückzuführen sein.

Analog zum Teillastverhalten lassen sich auch bei niedrigen Außentemperaturen Rückschlüsse auf den Einfluss der Messdauer bzw. der Sequenzlängen auf das Wärmepumpenverhalten ziehen. In Abbildung 6.9 ist exemplarisch das Abtauverhalten von WP#2 bei $-10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ während der 6-Tages-Messung und während den 3-Tages-Messungen gezeigt.

Abbildung 6.9.: Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei einer Außentemperatur von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ während der 6-Tages-Messung (durchgezogene Linien) und der 3-Tages-Messung (unterbrochene Linien).

In beiden Fällen traten bei $-10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ Abtauprozesse auf, wenngleich die Initiierungen

dieser Abtauprozesse zeitversetzt stattfindend. Die Messdaten wurden daher so zugeschnitten, dass für alle Messungen die Abtauzyklen zeitgleich beginnen. Der Verlauf der Abtauprozesse, ihre Zyklenlängen sowie ihre Amplituden sind in den betrachteten Fällen nahezu identisch und scheinen damit im Fall von WP#2 unabhängig von der Messdauer reproduzierbar zu sein. Dies hat zur Folge, dass sich bei Betrachtung der Gesamtsequenz die Mittelwerte, Minima und Maxima auch nur geringfügig unterscheiden und daher an dieser Stelle auf einen tabellarischen Vergleich verzichtet wird. Einzig die Anzahl der auftretenden Abtauzyklen verändert sich mit Verkürzung der Messdauer. Die Abtauzyklen traten bei allen Messungen an WP#2 immer in denselben zeitlichen Abständen von etwa vier Stunden auf, was auf eine interne Zeitschaltung im Wärmepumpenregler hinweisen könnte. Daher würde sich bei einer Halbierung der Messdauer ebenfalls die Anzahl der auftretenden Abtauzyklen halbieren.

Die Untersuchungen mit dem verkürzten Temperaturprofil bestätigen die in Abschnitt 5.2 rechnerisch gezeigte Möglichkeit einer Halbierung der Messdauer auf 3 Tage (72 h). Es konnte zudem gezeigt werden, dass sich die Verkürzung nicht auf die Wiederholbarkeit (intra-laborale Abweichung) der Messung mit der dynamischen Methode auswirkt. Die in Abschnitt 5.1 ermittelte Präzision der Messung mit der dynamischen Methode bleibt somit auch bei einer verkürzten Messdauer erhalten, sofern die Anteile der einzelnen Temperatursequenzen an der Gesamtmessdauer unverändert bleiben. Um Rückschlüsse auf die inter-laborale Vergleichbarkeit treffen zu können, müssten weitere Messungen in einem weiteren Labor durchgeführt werden.

6.2.2. Reverse Messung

Durch die nahtlose Abfolge von Kompensationsmessungen bei unterschiedlichen Außentemperaturen berücksichtigt die Messung mit der dynamischen Methode die Langzeitregelung der Wärmepumpen. Um ein optimiertes Temperaturprofil zu erhalten, ist es daher wichtig zu untersuchen, welche Eigenschaften des Temperaturprofils einen Einfluss auf die Ergebnisse der Messung mit der dynamischen Methode haben. Die Untersuchungen im vorherigen Abschnitt haben bereits gezeigt, dass bei einer Verkürzung der einzelnen Sequenzen und gleichbleibender Gewichtung der Temperatursequenzen keine Veränderungen im Verhalten der untersuchten Wärmepumpen und keine signifikanten Änderungen der saisonalen Effizienz auftreten. In diesem Abschnitt soll nun untersucht werden, inwiefern sich das Verhalten von Wärmepumpen ändert, wenn eine Temperatursequenz, ausgehend von höheren oder niedrigeren Temperaturen, angefahren wird. Daher werden im Folgenden Versuche mit einem reversen Profil durchgeführt, bei dem das in Abschnitt 4.2 vorgestellte Profil in umgekehrter Reihenfolge abgefahren wird.

Das reverse Profil für die Außentemperatur sowie die sich daraus ableitenden Profile für die Vorlauftemperatur und die Heizleistung sind in Abbildung 6.10 abgebildet. Die Messung mit dem reversen Außentemperaturprofil startet bei Sequenz 28 bei einer Außentemperatur von $-10,0^{\circ}\text{C}$. Damit läuft die Wärmepumpe, anders als beim

ursprünglichen Profil, direkt zu Beginn der Messung bei Nennleistung und einer Soll-Vorlauftemperatur von $55,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Anschließend steigt die Außentemperatur, die Wärmepumpe durchläuft zunächst den Temperaturbereich, in dem vermehrt Abtauprozesse zu erwarten sind und gelangt schließlich in den Teillastbereich. Bei $15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ Außentemperatur ist die niedrigste Soll Heizleistung erreicht und wird anschließend durch Absenkung der Außentemperatur wieder sukzessiv erhöht. Die Länge der einzelnen Temperatursequenzen und damit auch ihre Anteile am Gesamtprofil bleiben im Vergleich zum Profil in Abschnitt 4.2 unverändert.

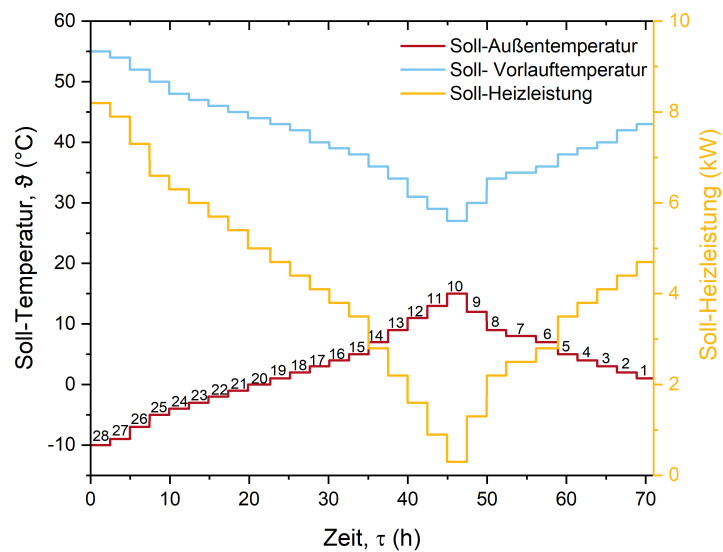


Abbildung 6.10.: Reverses Außentemperaturprofil sowie die korrelierenden Soll - Werte für die Vorlauftemperatur und die Heizleistung.

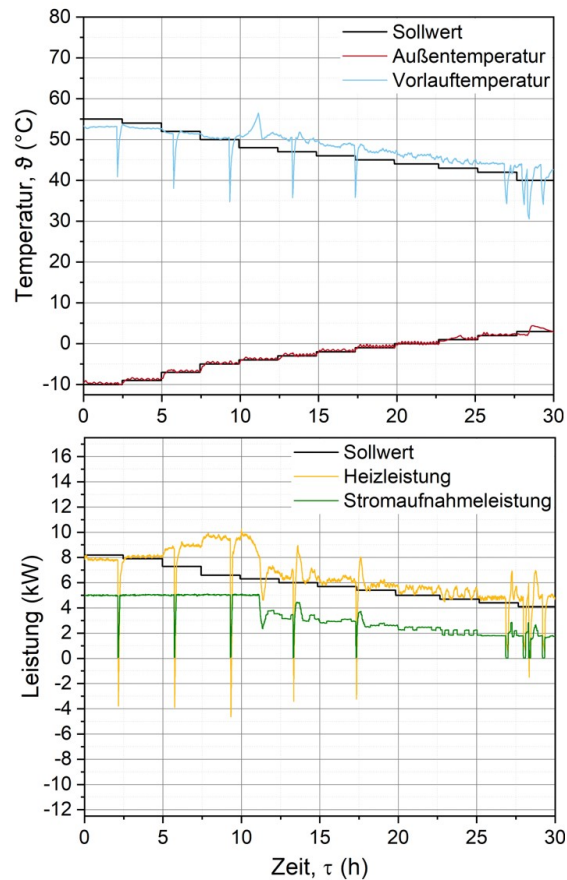


Abbildung 6.11.: Exemplarischer Messverlauf zwischen $-10,0^{\circ}\text{C}$ und $3,0^{\circ}$ während der an WP#2 mit dem reversen Temperaturprofil.

Das reverse Profil wurde für eine Messung mit der dynamischen Methode an WP#2 angewandt. Abbildung 6.11 zeigt den Messverlauf für die Außen- und Vorlauftemperatur sowie für die Heiz- und Stromaufnahmeleistung zu Beginn dieser Messung. Wie auch beim ursprünglichen Profil erreicht die Wärmepumpe bei $-10,0^{\circ}\text{C}$ die geforderte Soll-Vorlauftemperatur sowie die Soll-Heizleistung nicht. Im Vergleich zu den Soll-Werten ergeben sich Abweichungen von $-2,5^{\circ}\text{C}$ bezogen auf die Vorlauftemperatur und $-0,78\text{ kW}$ ($-9,5\%$) bezogen auf die Heizleistung. Nach fünf Stunden Messzeit ist beim Wechsel von Sequenz 27 auf 26 bzw. beim Sprung der Außentemperatur von $-9,0^{\circ}\text{C}$ auf $-7,0^{\circ}\text{C}$ ein unerwartetes Verhalten von WP#2 zu erkennen. Anstatt entsprechend des sinkenden Heizbedarfs ihre Heizleistung ebenfalls zu reduzieren, erhöht WP#2 sie. Auch nach der Abtauung korrigiert WP#2 die Heizleistung nicht und fährt stattdessen konstant weiter mit maximaler Stromaufnahmeleistung, wodurch die Heizleistung weiter ansteigt. Erst nach einem erneuten Abtauzyklus nach ca. 9 Stunden Messzeit beginnt WP#2 ihre Leistung wieder an den Heizbedarf anzupassen. Die Heizleistung bleibt jedoch im Anschluss an das unerwartete Wärmepumpenverhalten stets über den Soll-Werten und nähert sich diesen erst mit zunehmender Messdauer wieder an.

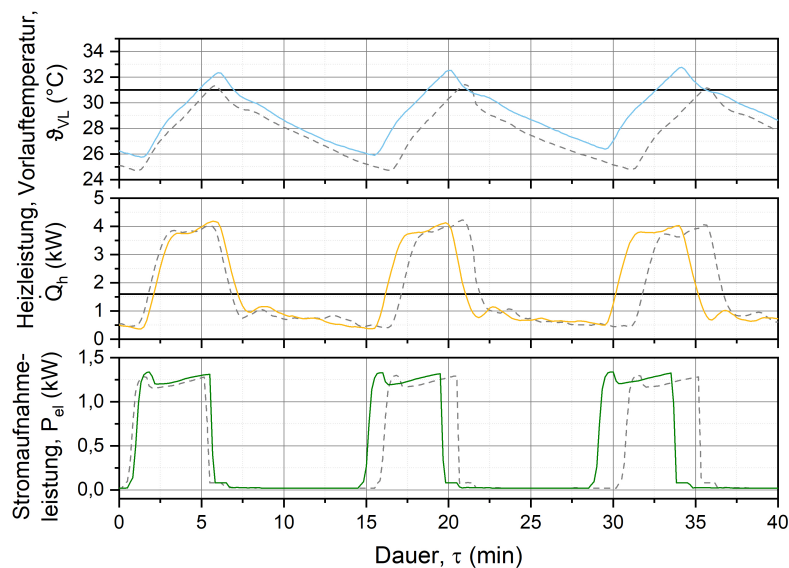


Abbildung 6.12.: Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei einer Außentemperatur von $11,0^{\circ}\text{C}$ während der Messung mit dem reversen (durchgezogene Linien) und der Messung mit dem ursprünglichen Profil (gestrichelte Linien).

Inwiefern das allgemeine Wärmepumpenverhalten abhängig von der Richtung ist, mit der eine Temperatursequenz angefahren wird, soll näher am Beispiel eines anderen Betriebsbereiches gezeigt werden, in dem kein unerwartetes Verhalten der Wärmepumpe aufgetreten ist. Daher wird im Folgenden das Wärmepumpenverhalten bei Außentemperaturen von $11,0^{\circ}\text{C}$ sowohl für das ursprüngliche Profil wie auch für das reverse Profil näher betrachtet. Im Falle des ursprünglichen Profils wurde diese Temperatursequenz ausgehend von höheren Außentemperaturen ($13,0^{\circ}\text{C}$) angefahren, beim reversen Profil wird diese Sequenz hingegen ausgehend von niedrigeren Außentemperaturen ($9,0^{\circ}\text{C}$) angefahren. Abbildung 6.12 zeigt die Messverläufe bei dieser Temperatursequenz für die Vorlauftemperatur, die Heizleistung sowie die Stromaufnahmeleistung während der Messung mit dem reversen (durchgezogene Linien) und der Messung mit dem ursprünglichen Profil (gestrichelte Linien). Für eine genaue Analyse der Zyklen hinsichtlich ihrer Länge und ihrer Minima und Maxima wurden die Messdaten so zugeschnitten, dass der erste Zyklus für beide Messungen zeitgleich beginnt. Die Dauer der An-Phasen des Kompressors in beiden Messungen stimmen nahezu überein (280 s vs. 285 s). Die Aus-Phasen des Kompressors sind während der Messung mit dem ursprünglichen Profil mit je 625 s hingegen deutlich länger als während der Messung mit dem reversen Profil (558 s). Dies könnte an der Dämpfung im Langzeitregler der Wärmepumpe liegen. Durch die Dämpfung reagiert die Wärmepumpe erst mit einer gewissen Verzögerung auf die Änderung der Außentemperatur und passt ihre Heizleistung entsprechend ver-

zögert an. Somit schaltet der Kompressor von WP#2, beim reversen Profil von höheren Leistungen kommend, häufiger ein als beim ursprünglichen Profil, wo die Wärmepumpe zuvor kleineren Soll - Heizleistungen ausgesetzt ist. Die Folge sind auch im Mittel höhere Heizleistungen beim reversen Profil für diese Sequenz.

Tabelle 6.6.: Vergleich der Ergebnisse bei 11,0 °C Außentemperatur ursprünglicher Messung und reverser Messung an WP#2.

Parameter	Richtung	Messung	Mittelwert	Maximum	Minimum
ϑ_{VL} (°C)	Ursprünglich	M10	27,7	31,0	25,0
	Revers	M18	29,8	33,0	25,8
\dot{Q}_h (kW)	Ursprünglich	M10	1,48	4,29	0,37
	Revers	M18	1,70	4,42	0,37
P_{el} (kW)	Ursprünglich	M10	0,36	1,31	0,02
	Revers	M18	0,44	1,38	0,02

Die Amplituden der Heizleistung und der Stromaufnahmeleistung unterscheiden sich in beiden Fällen nur marginal (vgl. Tabelle 6.6). WP#2 erzeugte während der reversen Messung hingegen im Mittel mit 29,8 °C eine deutlich höhere Vorlauftemperatur als während der ursprünglichen Messung (27,7 °C). Dies lässt sich damit erklären, dass die Wärmepumpe bei der reversen Messung in der vorangegangenen Sequenz ein höheres Vorlauftemperaturniveau im Vergleich zur ursprünglichen Messung hatte.

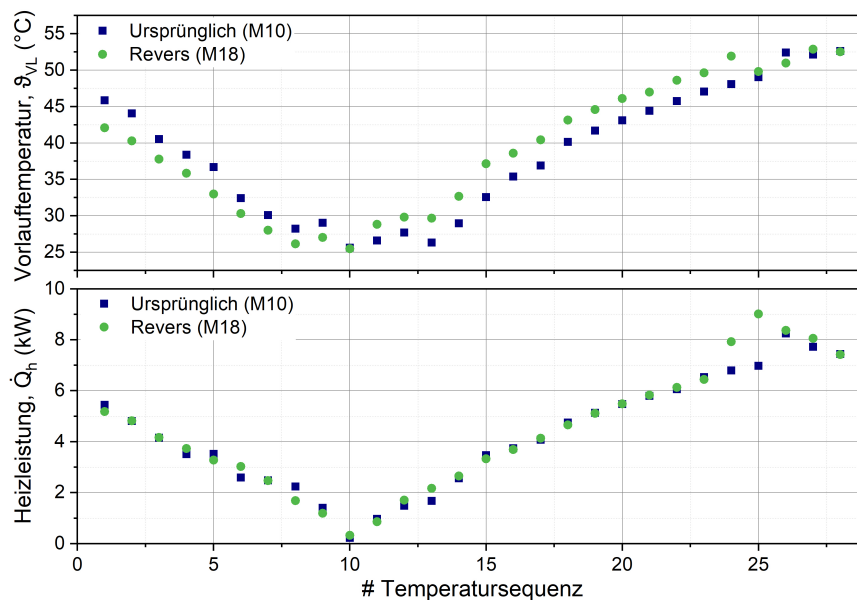


Abbildung 6.13.: Sequenzmittelwerte der Vorlauftemperatur und der Heizleistung für die Messung mit dem ursprünglichen (M10) und die Messung mit dem reversen Profil (M18).

Bedingt durch die Dämpfung im Wärmepumpenregler steuerte die Wärmepumpe die neuen Soll - Werte verzögert an. Die Vorlauftemperatur unterscheidet sich im Vergleich der beiden Messungen deutlich hinsichtlich ihrer Mittelwerte, Maxima und Minima. Im Mittel liegen die Vorlauftemperaturen um 1,97 K auseinander. Die relativen Abweichungen zwischen beiden Messungen betragen für die mittlere Heizleistung 12,9 % und für die mittlere Stromaufnahmeleistung 18,2 %.

In Abbildung 6.13 sind die Mittelwerte in den einzelnen Sequenzen der ursprünglichen Messung (M10) und der reversen Messung (M18) für die Vorlauftemperatur und für die Heizleistung gezeigt. Im Fall der Vorlauftemperatur sind die systematischen Abweichungen zwischen M10 und M18 gut zu erkennen. Generell lassen sich diese Abweichungen direkt auf die Richtung der Temperaturänderungen und damit vermutlich auf die Dämpfung im Wärmepumpenregler zurückführen. Die Mittelwerte der Heizleistung stimmen in beiden Messungen in den meisten Sequenzen überein. Die Wärmepumpe schafft es also, unabhängig von der Richtung der Temperaturänderung, ihre Soll - Heizleistung im gleichen Maße zu erreichen. Lediglich in den Sequenzen 24 und 25 treten größere Abweichungen auf. Diese sind auf das bereits erwähnte, unerwartete Wärmepumpenverhalten während Messung M18 zurückzuführen.

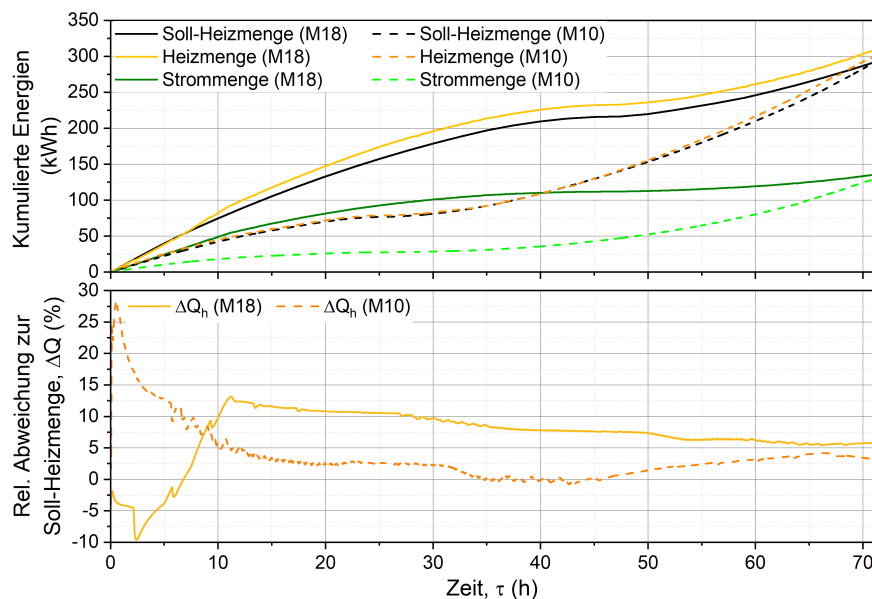


Abbildung 6.14.: Ergebnisse der Messung mit der dynamischen Methode an WP#2 mit dem ursprünglichen (M10) und mit dem reversen Profil (M18).

Im Folgenden soll der Einfluss der im Vergleich zwischen ursprünglicher und reverser Messung beobachteten Unterschiede im Wärmepumpenverhalten auf die saisonale Effizienz näher untersucht werden. Abbildung 6.14 zeigt die während der Messungen

M10 und M18 ermittelten Heizmengen und Stromverbräuche. Tabelle 6.7 gibt einen Überblick über die Messergebnisse an WP#2 mit dem ursprünglichen und mit dem reversen Profil.

Während der Messung mit dem ursprünglichen Profil stellte WP#2 eine Heizmenge bereit, welche eine relative Abweichung zur Soll - Heizmenge von 2,1 % hatte. Während der Messung mit dem reversen Profil betrug die Abweichung von bereitgestellter Heizmenge zur Soll - Heizmenge 5,0 %. Diese erhöhte Abweichung ist mit großer Wahrscheinlichkeit nicht auf die reverse Richtung des Profils zurückzuführen, sondern vielmehr auf das bereits erwähnte unerwartete Verhalten von WP#2 in den Sequenzen 24 und 25 (vgl. Abbildung 6.13). Lässt man die beiden Sequenzen aus der Betrachtung so verringert sich die Abweichung zwischen bereitgestellter Heizmenge und Soll - Heizmenge auf 2,0 %

Tabelle 6.7.: Messergebnisse an WP#2 mit dem ursprünglichen und mit dem reversen Profil.

Messung	Soll - Heizmenge (kWh)	Ist - Heizmenge (kWh)	Differenz Soll-Ist (%)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
M10	295,82	302,16	2,10	130,11	89,89
M18		311,67	5,08	136,22	88,52

Durch die Messung mit dem reversen Profil konnte gezeigt werden, dass für einzelne Sequenzen ein verändertes Wärmepumpenverhalten vorliegt, welches vermutlich auf die Langzeitregelung und die Dämpfung im Wärmepumpenregler zurückzuführen ist. Es konnte gezeigt werden, dass diese systematischen Abweichungen für die angewandten Temperaturprofile keinen großen Einfluss auf die saisonale Effizienz haben. Die saisonalen Effizienzen in den beiden Messungen weichen lediglich 1,5 % voneinander ab und liegen damit innerhalb der in Abschnitt 5.1 ermittelten Wiederholbarkeit der dynamischen Methode. Diese geringe Abweichung lässt sich vermutlich auf das nahezu symmetrische Design des Temperaturprofils zurückführen, wodurch sich die systematischen Abweichungen der Vorlauftemperatur in den einzelnen Sequenzen über die Gesamtmessung ausgleichen (vgl. Abbildung 6.13). Um die Reproduzierbarkeit der dynamischen Methode weiter zu steigern, sollte daher eine überarbeitete Version des Temperaturprofils komplett symmetrisch sein.

6.2.3. Diskontinuierliche Durchführung der dynamischen Prüfung

Im Falle einer Unterbrechung der dynamischen Prüfung, sei es unplanmäßig oder weil eine automatisierte Durchführung nicht möglich ist, muss diese zum Unterbrechungzeitpunkt wieder aufgenommen werden können und weiterhin vergleichbare Ergebnisse zur kontinuierlich durchgeführten Prüfung liefern. Daher soll die Unterbrechung und Wiederaufnahme einer Messung mit der dynamischen Methode im Folgenden näher untersucht werden.

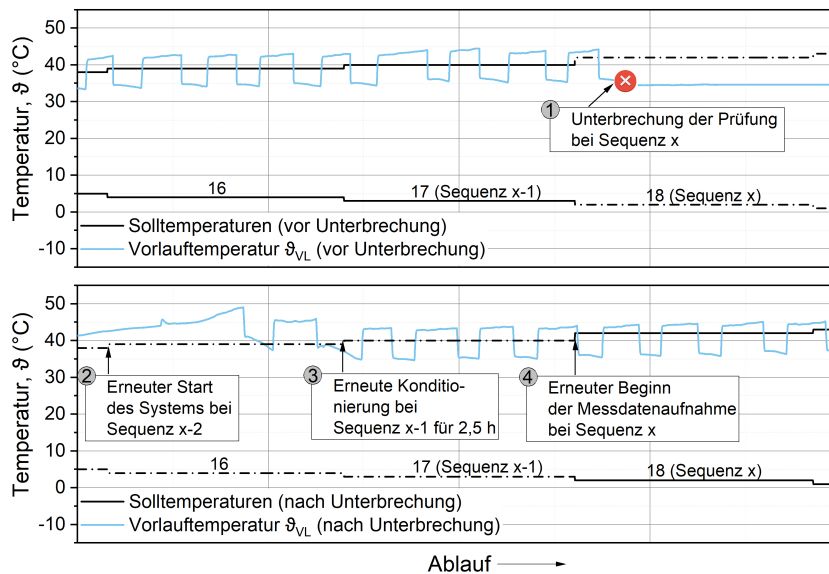


Abbildung 6.15.: Verfahren zur Wiederaufnahme der dynamischen Prüfung nach einer Unterbrechung in Sequenz x.

Es wurden zwei 3-Tages-Messungen mit der in Abschnitt 4.2 beschriebenen dynamischen Methode an WP#3 durchgeführt. Für die Untersuchungen wurde mit WP#3 bewusst eine Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung gewählt, um die Durchführbarkeit einer Unterbrechung und Wiederaufnahme der dynamischen Prüfung während des Taktbetriebs einer Wärmepumpe zu zeigen. Bei der ersten Messung wurde das Profil komplett von Sequenz 1 bis Sequenz 28 ohne Unterbrechung gefahren. Die zweite Messung wurde bei Sequenz 18, einer Sequenz nahe der Profilmitte, unterbrochen und nach dem in Abbildung 6.15 gezeigten Verfahren wiederaufgenommen. Somit teilte sich die zweite Messung in zwei Durchgänge. Am Ende von Durchgang 1 wurde eine unerwartete Störung simuliert, indem die Messung an der Sequenz 18 (Sequenz x) unterbrochen und der Prüfstand in der Folge komplett heruntergefahren wurde. Nach Neustart des Prüfstands startete Durchgang 2 zunächst mit einer Annäherung an die Prüfbedingungen von Sequenz 16 (Sequenz x-2) sowie einer Konditionierungsphase mit einer Dauer von 2,5 h unter den Bedingungen von Sequenz 17 (Sequenz x-1). Anschließend wurde die Messung nach dem Wechsel auf Sequenz 18 wiederaufgenommen und die dynamische Prüfung im Anschluss ohne weitere Unterbrechungen von Sequenz 18 bis 28 durchgeführt.

Die Messung ohne Unterbrechung ergab eine saisonale Effizienz von 136,1%. Im Vergleich dazu ergab die Messung mit Unterbrechung eine saisonale Effizienz von 135,7%. Es konnte somit gezeigt werden, dass eine Unterbrechung der Messung mit der dynamischen Methode möglich ist und unter Berücksichtigung des zuvor beschriebenen Verfahrens im Vergleich zur kontinuierlichen Messung zu vergleichbaren Ergebnissen führt. Somit muss die Messung mit der dynamischen Methode nicht zwingend in einem

Durchlauf durchgeführt werden und ist somit auch in Laboren anwendbar, bei denen keine automatisierte Prüfung möglich ist.

6.3. Prüfstandsbedingungen

Die vorherigen Abschnitte beschäftigen sich mit Methoden zur Verbesserung der Vergleichbarkeit der dynamischen Prüfung durch die korrekte Parametrisierung der Wärmepumpen sowie der optimierten Gestaltung des Temperaturprofils. Bisher wurden hingegen keine Untersuchungen und Spezifizierungen hinsichtlich der Prüfstandsbedingungen durchgeführt. Zwar wurden in Unterabschnitt 5.1.1 während des Taktbetriebs der Wärmepumpen Abweichungen der Heizleistungen bei verschiedenen Prüfaufbauten festgestellt, jedoch waren die Abweichungen bezogen auf die saisonale Effizienz bereits gering und sollten durch die Spezifikationen der vorangegangenen Abschnitte weiter verringert worden sein. Dennoch konnte in Unterabschnitt 5.1.1 bereits ein Einfluss des Prüfstands auf das Taktverhalten der Wärmepumpen gezeigt werden, weshalb die Prüfstandsbedingungen im Folgenden untersucht werden sollen. Der Prüfaufbau mit Zwischenkreislauf ermöglicht im Gegensatz zu dem Prüfaufbau ohne Zwischenkreislauf die Entkopplung der integrierten Umwälzpumpe der Wärmepumpe und dem Prüfstand. Die Kompensationslast kann durch den Prüfstand mit Zwischenkreislauf im Gegensatz zum Prüfstand ohne Zwischenkreislauf daher über die Kühltemperatur und zusätzlich über den Durchfluss auf Kühlseite geregelt werden. Aufgrund dieser Flexibilität ist der Prüfstand mit Zwischenkreislauf für eine dynamische Prüfung zu bevorzugen. Die Spezifizierungen der Prüfstandsbedingungen in diesem Abschnitt sollen daher für einen Prüfstand mit Zwischenkreislauf erfolgen. Im Rahmen dieser Untersuchungen sollen insbesondere die zwei folgenden Parameter genauer betrachtet werden:

1. **Kühltemperatur:** Um die notwendige Rücklauftemperatur einzustellen, damit die Wärmepumpe die geforderten Vorlauftemperaturen und Heizleistungen bereitstellt, kann ein Prüfstand mit Zwischenkreislauf diese kurzfristig über eine geeignete Kühltemperatur einstellen. Den Einfluss, welchen die Kühltemperatur damit auf das Wärmepumpenverhalten hat, soll im Folgenden durch Kompensationsmessungen an WP#3 und verschiedenen Kühltemperaturen genauer untersucht werden. Außerdem soll der für einen maximale Vergleichbarkeit passende Temperaturbereich für die Kühltemperatur definiert werden.
2. **Trägheit des Zwischenkreislaufes:** Die Masse im Zwischenkreislauf ist, verglichen mit der Senkenseite eines Prüfstand ohne Zwischenkreislauf, gering. Diese unterschiedlichen Trägheiten führen zu unterschiedlichem Taktverhalten der Wärmepumpe und somit zu einer Verminderung der Vergleichbarkeit der betroffenen Sequenzen (vgl. Unterabschnitt 5.1.1). Daher soll der Einfluss der Trägheit des Zwischenkreislaufes auf das Wärmepumpenverhalten sowie auf die Ergebnisse der dynamischen Prüfung nachfolgend ebenfalls untersucht werden.

6.3.1. Optimierung der Kühltemperatur

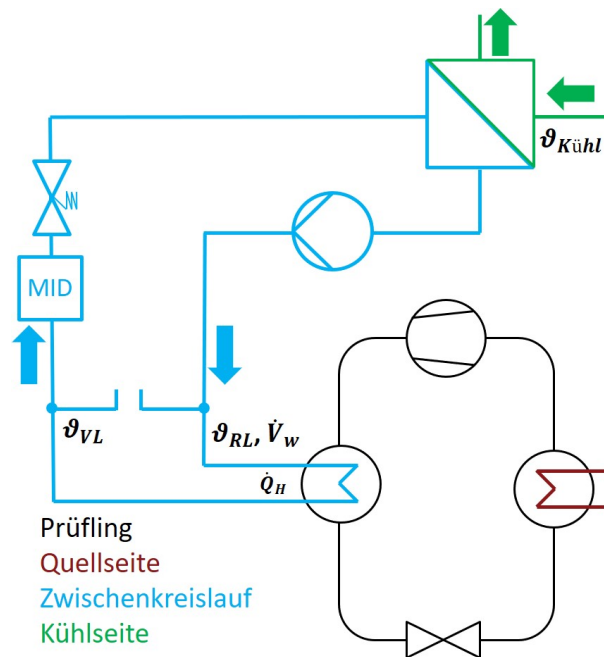


Abbildung 6.16.: Zwischenkreislauf des Wärmepumpenprüfstands in Labor A.

Abbildung 6.16 zeigt den Aufbau des zwischen Wärmepumpe und Prüfstand geschalteten Kreislaufs sowie die Position der Messstelle für die Kühltemperatur auf der Kühlseite. Die Integration eines Zwischenkreislaufs bietet den Vorteil, flexibel auf das Verhalten der Wärmepumpe reagieren und kurzfristig die notwendigen Reize in Form der Rücklauftemperatur bereitstellen zu können, damit die Wärmepumpe die geforderten Werte für Vorlauftemperatur und Heizleistung ansteuert. Wie bereits in Kapitel 4 erwähnt, wird die Rücklauftemperatur über die Variation des Wärmestroms zwischen Zwischenkreislauf und Kühlseite eingestellt. Dieser Wärmestrom wiederum ergibt sich aus der Variation des Massenstroms auf Kühlseite und ist zudem auch von der Kühltemperatur $\vartheta_{\text{Kühl}}$ abhängig. Für die Versuche aus den vorherigen Abschnitten wurde die Soll-Kühltemperatur $\vartheta_{\text{Kühl,soll}}$ vereinfachend nach Gleichung 6.1 als proportionale Funktion der Soll-Vorlauftemperatur ermittelt und über die gesamte Prüfzeit konstant durch den Prüfstand bereitgestellt. Mit der durch diese Gleichung ermittelten Kühltemperatur konnte gewährleistet werden, dass die Rücklauftemperatur sich stets innerhalb eines repräsentativen Temperaturbereiches unterhalb der Soll-Vorlauftemperatur befand.

$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - 10 \text{ K} \quad (6.1)$$

Zur verfahrenstechnischen Optimierung des Prüfstands soll durch Variation der Kühltemperatur nun untersucht werden, inwiefern das Temperaturniveau der Kühltemperatur das Verhalten von Wärmepumpe und Zwischenkreislauf beeinflusst. Zudem

soll untersucht werden, welcher Kühltemperaturbereich minimale Abweichungen zur Soll - Vorlauftemperatur und Soll - Heizleistung gewährleistet.

Zu diesem Zweck wurden Kompensationsmessungen an WP#3 durchgeführt, bei denen die Anforderungen während der gesamten Messung entsprechend Betriebspunkt B der Kompensationsprüfung (vgl. Abschnitt 4.1) konstant waren. Damit lagen während der gesamten Messzeit die Soll - Vorlauftemperatur bei 42,0 °C und die Soll - Heizleistung bei 8,1 kW. Die Soll - Kühltemperatur hingegen wurde im Laufe der Messung sukzessive gesenkt, wobei jedes Temperaturniveau für mindestens vier Stunden gehalten wurde. Die Soll - Kühltemperatur variierte dabei in einem Bereich zwischen 38,0 °C und 20,0 °C.

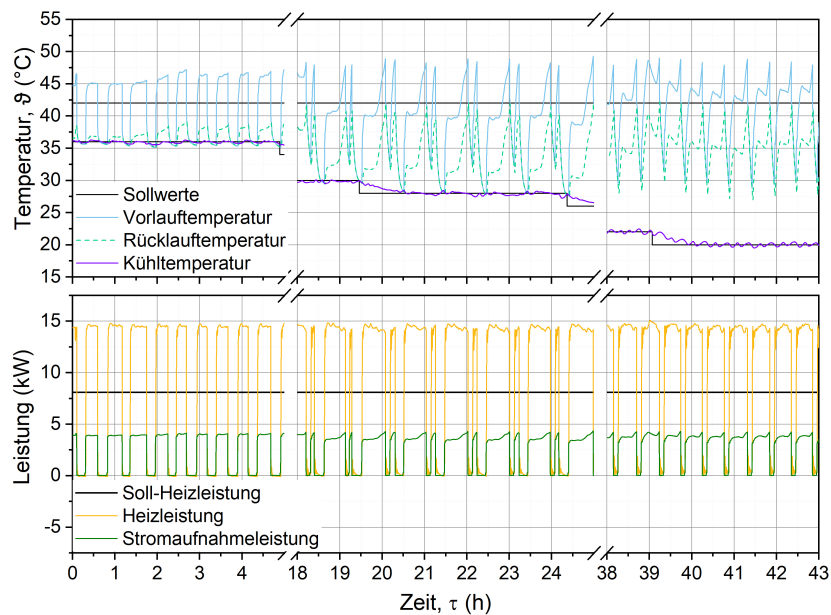


Abbildung 6.17.: Einfluss der Kühltemperatur auf das Wärmepumpenverhalten.

Abbildung 6.17 zeigt exemplarische Sequenzen dieses Versuches bei Soll - Kühltemperaturen von 36,0 °C, 28,0 °C sowie 20,0 °C. Mit Veränderung der Kühltemperatur lässt sich ebenfalls eine Veränderung des Taktverhaltens der Wärmepumpe anhand unterschiedlicher Zyklenlängen feststellen. So zeigt sich anhand der Vorlauftemperatur, dass die Zyklendauer bei einer Kühltemperatur von 28,0 °C länger ist als bei Kühltemperaturen von 36,0 °C oder 20,0 °C. Die mittlere Vorlauftemperatur liegt zu Beginn der Messung bei 41,3 °C und sinkt mit Reduzierung der Kühltemperatur auf 38,9 °C. Mit weiterer Reduzierung der Kühltemperatur auf 20,0 °C nimmt die Vorlauftemperatur allerdings nicht weiter ab, sondern steigt wieder auf das ursprüngliche mittlere Temperaturniveau (41,5 °C). Neben der mittleren Vorlauftemperatur ändern sich auch die Minimal und Maximalwerte der Vorlauftemperatur sowie die ihre Differenzen. Während bei 36,0 °C Kühltemperatur Differenzen von ungefähr 12,0 °C mit einem Minimum von 35,0 °C und einem Maximum von 47,0 °C gemessen werden, so werden bei einer Kühltemperatur von 28,0 °C Differenzen von 20,0 °C mit einem Minimum von 28,0 °C und mit einem

Maximum von $48,0\text{ °C}$ erreicht. Für die Heizleistung zeigt sich bei Reduzierung der Kühltemperatur von $36,0\text{ °C}$ auf $28,0\text{ °C}$ eine Veränderung des Taktverhaltens. Dadurch steigt die mittlere Heizleistung von $7,99\text{ kW}$ auf $9,45\text{ kW}$. Wird die Kühltemperatur weiter reduziert so erreicht die Wärmepumpe mittlere Heizleistungen von $11,27\text{ kW}$. Die Minimal- und Maximalwerte der Heizleistung bleiben über den gesamten Messzeitraum unverändert.

Ein genereller Einfluss der Kühltemperatur auf das Verhalten der Wärmepumpe konnte damit eindeutig nachgewiesen werden. Um jedoch eine Aussage über den optimalen Kühltemperaturbereich treffen zu können, bedarf es der Betrachtung der Mittelwerte für die Heizleistung und der Vorlauftemperatur sowie einem gleichzeitigen Vergleich der Mittelwerte mit den Soll - Werten bei jeweils unterschiedlichen Kühltemperaturen. Dazu ist die relative Abweichung zwischen den gemessenen Mittelwerten und den Soll - Werten in Abbildung 6.18 abgebildet.

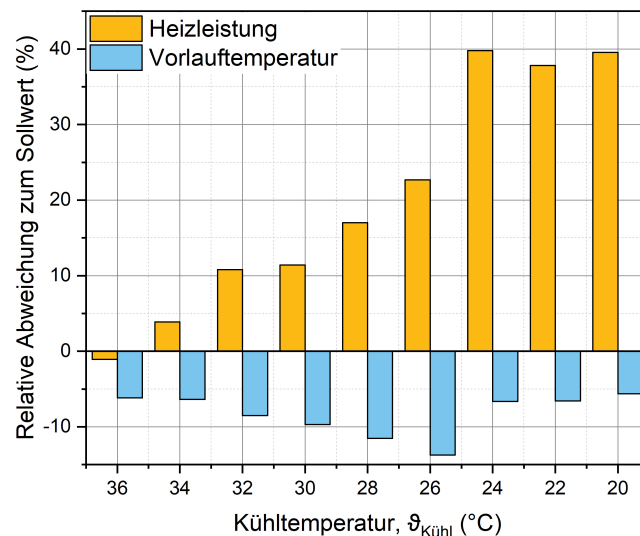


Abbildung 6.18.: Relative Abweichungen zum Sollwert für die Heizleistung und die Vorlauftemperatur bei unterschiedlichen Kühltemperaturen.

Wie bereits am Messverlauf zuvor analysiert werden konnte, zeigt die Vorlauftemperatur keinen eindeutigen Trend bei einer Verringerung der Kühltemperatur. Bei einer Reduzierung der Kühltemperatur von $36,0\text{ °C}$ bis auf $26,0\text{ °C}$ sinkt die Vorlauftemperatur stetig und erreicht schließlich maximale Abweichungen zu den Soll - Werten von $-13,7\%$. Bei weiterer Reduzierung der Kühltemperatur steigt die mittlere Vorlauftemperatur allerdings wieder und erreicht Mittelwerte, die mit denen bei $36,0\text{ °C}$ Kühltemperatur vergleichbar sind.

Die Heizleistung hingegen zeigt eine starke Abhängigkeit von der Kühltemperatur mit einem klarem Trend. Mit Reduzierung der Kühltemperatur ist eine stetige Zunahme der Heizleistung von ursprünglich $7,99\text{ kW}$ (bei $36,0\text{ °C}$ Kühltemperatur) auf $11,29\text{ kW}$ (bei

24,0 °C Kühltemperatur) zu erkennen. Mit abnehmender Kühltemperatur steigen also die Abweichungen der mittleren Heizleistungen zur Soll-Heizleistung (8,07 kW) stetig, wobei maximale Abweichungen von ca. 40 % bei einer Kühltemperatur von 24,0 °C auftreten. Bei weiterer Absenkung der Kühltemperatur ist ein Plateau zu verzeichnen und die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Heizleistung stagnieren bei etwa 40 %. Die geringsten Abweichungen der Heizleistung sind bei hohen Kühltemperaturen, also bei einer geringen Grädigkeit am Wärmetauscher, zu verzeichnen.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Berechnung der Kühltemperatur aus Gleichung 6.1 korrigiert werden muss, um die Grädigkeit am Wärmeübertrager zu verringern und damit die Soll-Heizleistung besser zu erreichen. Um auf den dynamischen Betrieb der Wärmepumpe reagieren und die Kühltemperatur leistungsabhängig einstellen zu können, müssen hierfür die Wärmeübertragermechanismen berücksichtigt werden. Damit eine stabile Regelung gewährleistet ist, wird vorgeschlagen, dass die folgenden Bedingungen bei der Herleitung einer Berechnungsmethode für die optimierte Kühltemperatur erfüllt werden. Dies wird anschließend begründet:

- Die CAT (closest approach temperature) soll auf der kalten Seite bei ϑ_{RL} liegen. Dies kann erreicht werden, indem der Massenstrom im Kühlkreis mindestens um einen Faktor 10 höher als im Zwischenkreis gewählt wird.
- Damit die Grädigkeit und somit auch die CAT immer möglichst klein sind, muss der Wärmetauscher möglichst groß ausgelegt werden. Dann werden die Variationen von CAT mit der Leistung nur kleine Verschiebungen in der einzustellenden Kühltemperatur verursachen und damit vernachlässigbar sein.
- Um eine Mindestgrädigkeit auch bei kleinen Leistungen zu gewährleisten, soll zusätzlich die eigentlich leistungsabhängige Mindestgrädigkeit durch eine leistungsunabhängige Temperaturdifferenz ergänzt werden. Dies lässt sich aus den folgenden theoretischen Erwägungen nicht ableiten, hat sich aber als sinnvoll erwiesen. Vermutlich ist der Grund, dass die Annahmen über die Stationarität des Betriebes besonders bei kleinen Leistungen nicht erfüllt sind. Zudem handelt es sich bei den verwendeten Wärmeübertragern meistens nicht um ideale Gegenstromapparate.

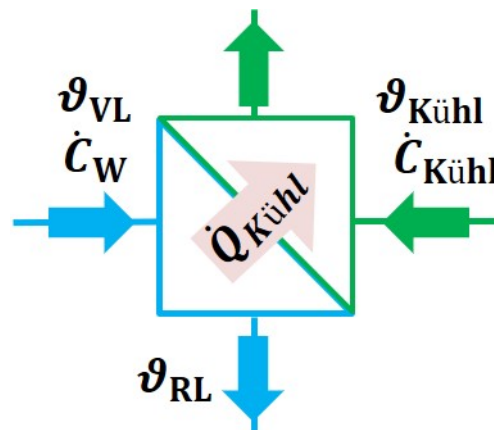


Abbildung 6.19.: Wärmeübertrager zwischen Kühl- und Zwischenkreislauf.

Abbildung 6.19 zeigt die am Wärmeübertrager zwischen Kühlseite und Zwischenkreislauf zu berücksichtigenden Parameter für die Berechnung der Soll-Kühltemperatur $\vartheta_{\text{Kühl,Soll}}$. Die Wärmekapazitätsströme \dot{C} ergeben sich nach Gleichung 6.2 aus dem Massenstrom sowie der Wärmekapazität der Ströme.

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot c_p \quad (6.2)$$

mit:

\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	[W K ⁻¹]
-----------	----------------------	----------------------

Für das in Abbildung 6.19 abgebildete Gegenstromwärmeübertragerproblem ergibt sich mit der NTU-Methode unter der Annahme, dass die Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Kühl}}$ der Soll-Heizleistung $\dot{Q}_{\text{H,Soll}}$ entspricht, der folgende funktionale Zusammenhang:

$$\frac{\frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w}}{\vartheta_{\text{VL,Soll}} - \vartheta_{\text{Kühl,Soll}}} = \frac{1 - \exp\left[\frac{kA}{\dot{C}_w} \left(\frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} - 1\right)\right]}{1 - \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} \exp\left[\frac{kA}{\dot{C}_w} \left(\frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} - 1\right)\right]} \quad (6.3)$$

mit:

k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W m ⁻² K ⁻¹]
A	Wärmeübertragerfläche	[m ²]

Gleichung 6.3 kann umgestellt werden und es gilt für die Kühltemperatur:

$$\vartheta_{\text{Kühl,Soll}} = \vartheta_{\text{VL,Soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \frac{1 - \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} \exp\left[\frac{kA}{\dot{C}_w} \left(\frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} - 1\right)\right]}{1 - \exp\left[\frac{kA}{\dot{C}_w} \left(\frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_{\text{kühl}}} - 1\right)\right]} \quad (6.4)$$

Da die CAT auf der kalten Seite bei ϑ_{RL} liegen soll, muss der Wärmekapazitätsstrom

im Kühlkreis immer wesentlich größer eingestellt sein, als der Wärmekapazitätsstrom im Zwischenkreis. Damit lässt sich Gleichung 6.4 vereinfachen zu Gleichung 6.5.

$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \frac{1}{1 - \exp\left[\frac{-kA}{\dot{C}_w}\right]} \quad (6.5)$$

Um eine möglichst kleine Grädigkeit zu ermöglichen, muss die Wärmetauscherfläche möglichst groß gewählt werden. Für eine große Wärmetauscherfläche lässt sich Gleichung 6.6 weiter nähern. Es ergibt sich eine einfache Formel für eine leistungsabhängige Berechnung der Kühltemperatur, welche immer niedriger als die Rücklauftemperatur sein wird.

$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \left[1 + \exp\left[\frac{-kA}{\dot{C}_w}\right]\right] = \vartheta_{\text{RL}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \left[\exp\left[\frac{-kA}{\dot{C}_w}\right]\right] \quad (6.6)$$

Unter der Berücksichtigung, dass

$$CAT \approx \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \left[\exp\left[\frac{-kA}{\dot{C}_w}\right]\right] \quad (6.7)$$

kann Gleichung 6.6 weiter umgestellt werden:

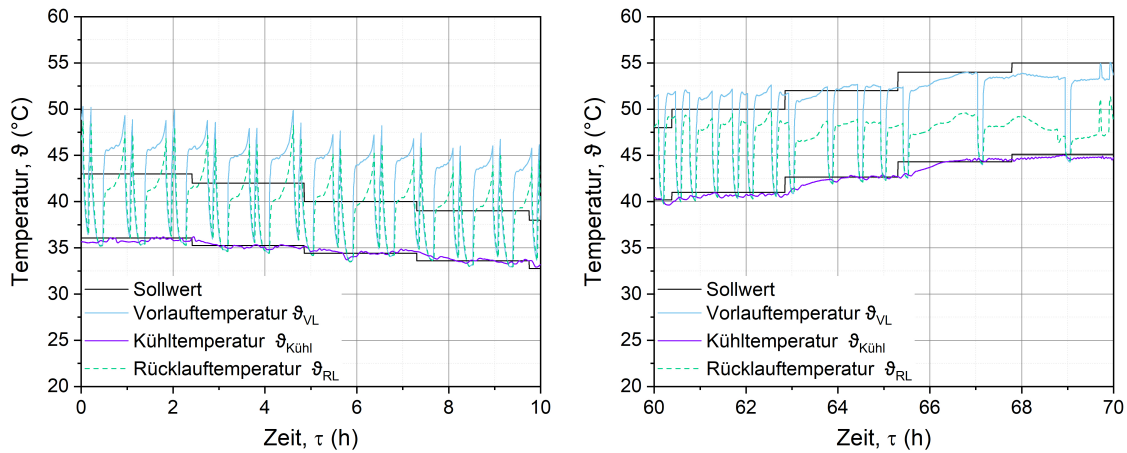
$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} - CAT = \vartheta_{\text{RL}} - CAT \quad (6.8)$$

Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass CAT nahezu Null ist. Daher kann Gleichung 6.8 wiederum vereinfacht werden. Es ergibt sich unter der Berücksichtigung dieser Erkenntnisse Gleichung 6.9.

$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} \quad (6.9)$$

Es hat sich außerdem bei den Versuchen gezeigt, dass eine weitere Anpassung dieser theoretischen Bestimmungsgleichung sinnvoll ist, damit die Regelstabilität auch bei kleinen Leistungen gewährleistet werden kann. Daher wird Gleichung 6.9 durch eine leistungsunabhängige CAT (CAT_{fix}) erweitert. In Gleichung 6.10 ist dieser Term im ersten Ansatz mit 2K gewählt; dies soll durch experimentelle Untersuchungen im Folgenden verifiziert werden.

$$\vartheta_{\text{Kühl,soll}} = \vartheta_{\text{VL,soll}} - \frac{\dot{Q}_{\text{H,Soll}}}{\dot{C}_w} - 2K \quad (6.10)$$



(a) 1 bis 4 °C Außentemperatur (Sequenzen 1 bis 4) (b) -5 bis -10 °C Außentemperatur (Sequenzen 25 bis 28)

Abbildung 6.20.: Verlauf der Vorlauf-, Rücklauf- und Kühltemperatur während der Messungen mit optimierter Kühltemperatur.

Um die Vorteile von Gleichung 6.9 gegenüber Gleichung 6.1 zu zeigen, wurden Messungen mit der dynamischen Methode, diesmal aber mit der nach Gleichung 6.9 ermittelten Kühltemperatur, an WP#3 durchgeführt. Abbildung 6.20 zeigt die Messverläufe aus diesem Versuch für die Kühl-, die Vorlauf- und die Rücklauftemperatur für zwei exemplarische Außentemperaturbereiche.

Für Außentemperaturen von 1 bis 4 °C liegt die Kühltemperatur in einem Temperaturbereich zwischen 33 und 36 °C. Bei tiefen Außentemperaturen und hohen Vorlauftemperaturen liegt auch die Kühltemperatur entsprechend Gleichung 6.9 auf einem höheren Temperaturniveau mit Werten zwischen 40 und 45 °C. Aufgrund der Masse der Kühlseite unterliegt die Kühltemperatur auch bei einem hochfrequentierten, zyklischen Verhalten der Wärmepumpe im Gegensatz zur Vor- und Rücklauftemperatur keinen großen Schwankungen und verläuft daher mit geringen Abweichungen nahe an der Soll-Kühltemperatur.

Tabelle 6.8.: Messergebnisse ohne (M11, M12) und mit (M14, M15) Anpassung der Kühltemperatur an WP#3

Messung	Soll-Heizmenge (kWh)	Ist-Heizmenge (kWh)	Differenz Soll-Ist (%)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
M11	541,51	594,30	9,8	166,65	134,65
M12		588,79	8,7	165,33	134,45
M14		528,35	-2,4	154,54	128,76
M15		530,76	-2,0	155,18	128,82

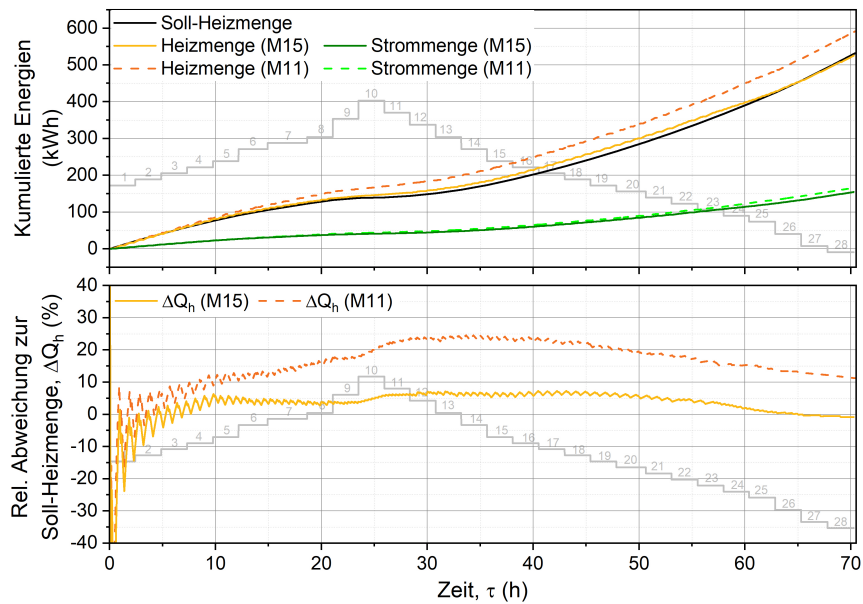


Abbildung 6.21.: Vergleichsmessungen an WP#3 mit ursprünglicher (M11) und optimierter Kühltemperatur (M15).

Die Vorteile der leistungsabhängig ermittelten Kühltemperatur gegenüber der mit Gleichung 6.1 ermittelten Kühltemperatur werden in Abbildung 6.21 und Tabelle 6.8 deutlich. Bei den Messungen M11 und M12, in denen die Kühltemperatur entsprechend Gleichung 6.1 10 K unter der Vorlauftemperatur gewählt wurde, stellte WP#3 jeweils 9,8 % bzw. 8,7 % mehr Heizenergie bereit, als durch die Gebäudelastkurve (Soll-Heizmenge) gefordert. Diese hohen Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Heizmengen konnten durch die leistungsabhängige Berechnung der Kühltemperatur signifikant reduziert werden. In den Messungen M14 und M15 erzeugte WP#3 Heizmengen mit Abweichungen zur Soll-Heizmenge von maximal 2,4 %. Da sich auch das Verhältnis zwischen Heizmenge und Stromverbrauch im Vergleich zu den Messungen M11 und M12 geändert hat, reduziert sich die saisonale Energieeffizienz von $\sim 135,0\%$ auf $\sim 129,0\%$. Dies lässt sich vermutlich darauf zurückführen, dass sich das Taktverhalten von WP#3 in Abhängigkeit der Kühltemperatur verändert (vgl. Abbildung 6.17). Die Optimierung der Kühltemperatur kann damit nicht nur helfen, die geforderte Heizmenge mit möglichst geringen Abweichungen zu decken, sondern hat auch Auswirkungen auf die saisonale Effizienz der geprüften Wärmepumpe.

6.3.2. Integration eines Speichers im Zwischenkreislauf

In diesem Abschnitt soll das Volumen und somit die Trägheit des Zwischenkreislaufes vergrößert und die damit verbundenen Auswirkungen auf das Taktverhalten der Wärmepumpe untersucht werden. Es soll zudem überprüft werden, welche Auswirkungen diese Modifikation des Zwischenkreislaufes auf die Ergebnisse der dynamischen Prü-

fung hat.

Zu diesem Zweck wurde für die folgenden zwei Messungen M16 und M17 ein Speicher direkt hinter dem Wärmepumpenaustritt von WP#3 in den Zwischenkreislauf integriert. Durch die Installation des Pufferspeichers versechsfacht sich das Volumen des Zwischenkreislaufs von ursprünglich 60l auf insgesamt 360l. Der modifizierte Prüfaufbau ist in Abbildung 6.22 skizziert.

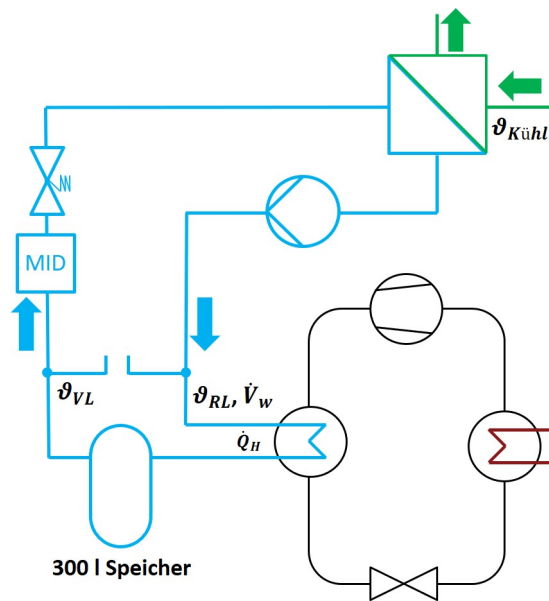


Abbildung 6.22.: Integration eines Pufferspeichers in den Zwischenkreislauf des Prüfstandes.

Bei den Messungen M16 und M17 wurde jeweils die dynamische Methode unter Berücksichtigung der im vorherigen Abschnitt beschriebenen optimierten Kühltemperatur nach Gleichung 6.3 angewandt, um einen direkten Vergleich zu den Messungen M14 und M15 zu erhalten. Die Messungen wurden wiederholt durchgeführt, um gleichzeitig auf die Wiederholbarkeit schließen zu können.

Abbildung 6.23a zeigt die Messverläufe für die Vorlauftemperatur sowie die Heiz- und Stromaufnahmeleistung bei hohen Außentemperaturen (11,0 bis 15,0 °C). Abbildung 6.23b zeigt die entsprechenden Messverläufe bei niedrigen Außentemperaturen (-7,0 bis -10,0 °C).

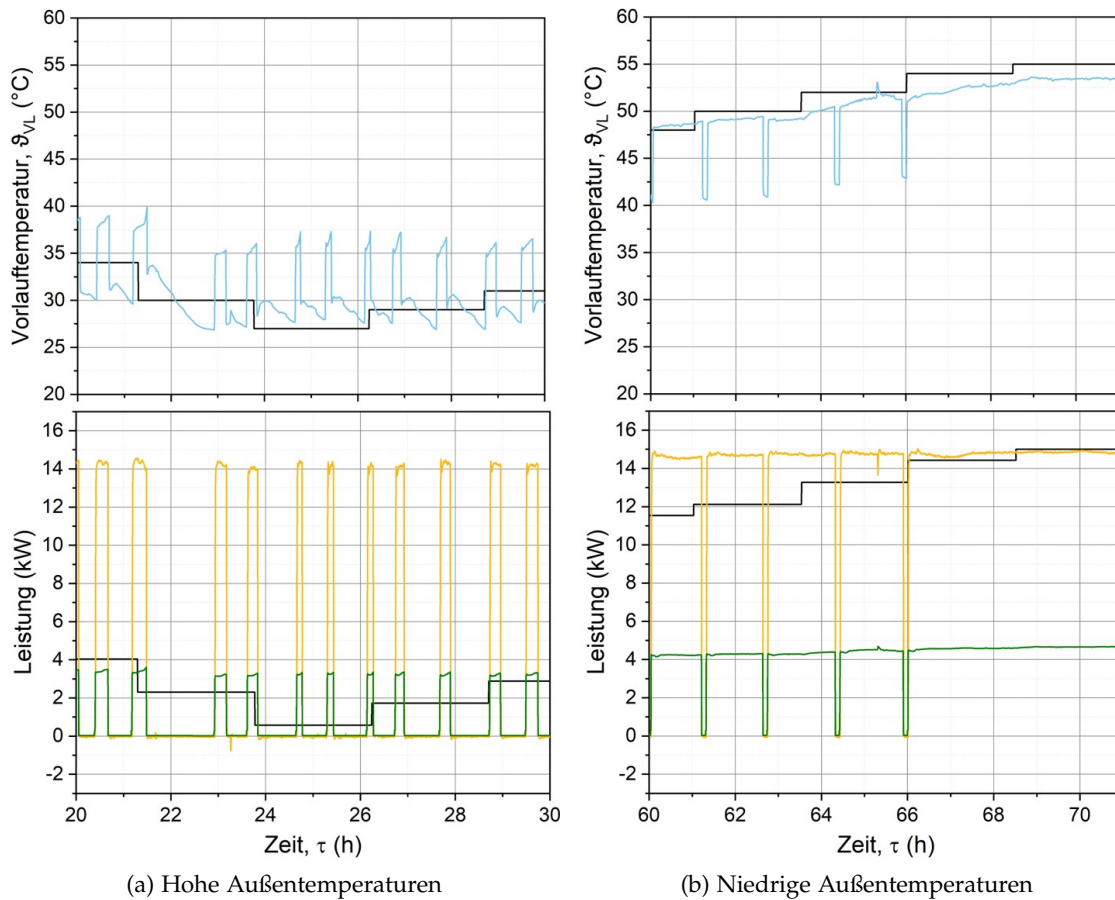


Abbildung 6.23.: Vorlauftemperatur (blau), Heiz- (gelb) und Stromaufnahmeleistung (grün) während der Messung an WP#3 mit zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.

Die Vorlauftemperatur verläuft in beiden Temperaturbereichen vergleichbar zu den vorherigen Messungen. Bei hohen Außentemperaturen liefert die Wärmepumpe eine zu hohe Vorlauftemperatur. Zum Beispiel liegt die Soll-Vorlauftemperatur bei 15,0 °C Außentemperatur bei 27,0 °C, die gemessene mittlere Vorlauftemperatur beträgt allerdings 30,1 °C. Dies ergibt eine wesentlich größere Abweichung zum Soll-Wert als bei den vorherigen Messungen M14 und M15. Der zusätzliche Speicher macht sich auch bei der Heizleistung bemerkbar. Vermutlich verfügt das Regelungsmuster der Wärmepumpe über eine Mindestlaufzeit für den Kompressor, was zu längeren An-Phasen führt als nötig wäre. Der Kompressor der Wärmepumpe fährt seltener herunter, die Dauer der An-Phasen wird im Vergleich zu den Versuchen ohne zusätzlichen Speicher länger. Dies ist sehr wahrscheinlich auf die zusätzliche Trägheit des Zwischenkreislaufes zurückzuführen. Die mittlere Heizleistung hat in dem betrachteten Bereich bei hohen Außentemperaturen Abweichungen zum Soll-Wert zwischen 17,9 % und 264,3 %. Bei niedrigen Außentemperaturen werden die Soll-Vorlauftemperaturen hingegen mit

ähnlichen Abweichungen, verglichen zu Messungen ohne zusätzlichen Speicher, erreicht. Die durch den hinzugefügten Speicher zusätzliche Trägheit des Zwischenkreislaufes scheint auf diesen Betriebsbereich im Gegensatz zum Teillastbetrieb keinen erkennbaren Einfluss zu haben.

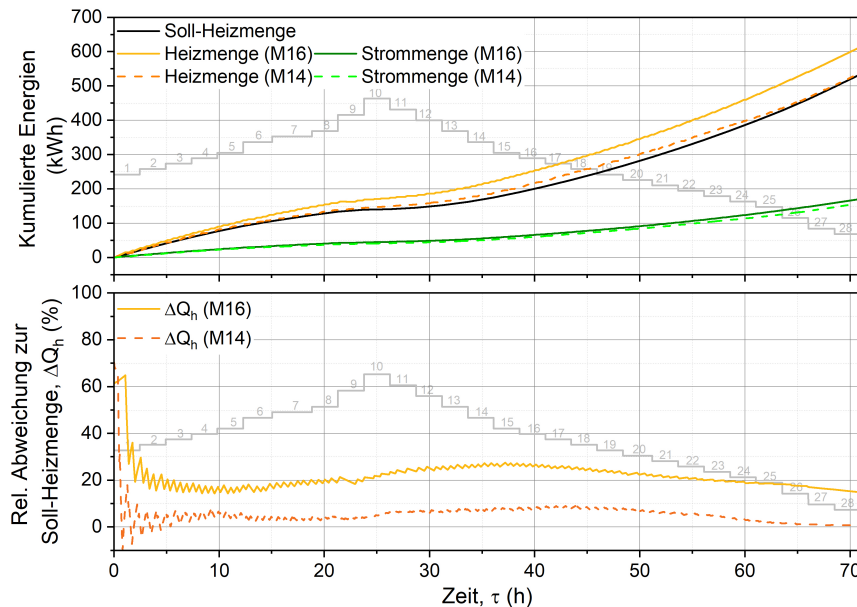


Abbildung 6.24.: Vergleichsmessungen an WP#3 ohne (M14) und mit (M16) zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.

Abbildung 6.24 zeigt die bereitgestellte Heizmenge durch die Wärmepumpe, einmal ohne Speicher (M15) und einmal mit Speicher im Zwischenkreis (M16). Bei den Messungen ohne Speicher im Zwischenkreislauf liegt die durch die Wärmepumpe bereitgestellte Heizmenge nahe an der Soll-Heizmenge. Die Abweichungen liegen hier bei lediglich -2,4 % und -2,0 %. Mit Speicher im Zwischenkreislauf erzeugt die Wärmepumpe hingegen einen Überschuss an Heizenergie von 13,8 % bzw. 11,6 %. Der Großteil an Heizenergieüberschuss liegt, wie aus Abbildung 6.24 ersichtlich, im Betriebsbereich bei Außentemperaturen größer als 4 °C. Dies bestätigt die zuvor gewonnene Erkenntnis, dass die Wärmepumpe durch die Trägheit des Prüfstands verlängerte An-Phasen im Taktbetrieb fährt und somit größere Heizleistungen erzeugt. Die untere Betriebsleistungsgrenze der Wärmepumpe wird also durch die Integration eines Pufferspeichers und die damit verbundene Vergrößerung des Volumens im Zwischenkreislauf angehoben. Kleine PLRs können nach der Integration eines Speichers unter Umständen nicht mehr erreicht werden. Tabelle 6.9 gibt einen Überblick über die Ergebnisse der Messungen M14, M15, M16 und M17.

Tabelle 6.9.: Messergebnisse an WP#3 ohne und mit zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.

Prüfung	Soll-Heizmenge (kWh)	Ist-Heizmenge (kWh)	Differenz Soll-Ist (%)	Stromverbrauch (kWh)	Saisonale Energieeffizienz η_s (%)
M14		528,35	-2,43	154,54	128,76
M15	541,51	530,76	-1,98	155,18	128,82
M16		616,33	13,82	171,04	136,14
M17		604,24	11,58	168,23	135,67

Die Integration eines Speichers im Zwischenkreislauf ermöglicht, seine Trägheit individuell zu erhöhen. Es konnte gezeigt werden, dass das Volumen des Zwischenkreislaufes einen signifikanten Einfluss auf das Wärmepumpenverhalten hat und verschiedene Volumina zu unterschiedlichen Ergebnissen der dynamischen Prüfung führen können. Diese Erkenntnisse stützen die bereits in Unterabschnitt 5.1.1 ermittelten Ergebnisse, dass die unterschiedlichen Prüfstandsträgheiten von Labor A und Labor B zu einem unterschiedlichen Taktverhalten der Wärmepumpen und damit zu einer geringeren Vergleichbarkeit in den betroffenen Sequenzen führen können. Um die interlaborale Vergleichbarkeit speziell in diesen Sequenzen und Betriebszuständen zu steigern, könnte die Trägheit für verschiedene Prüfstände durch die Integration eines Zwischenkreislaufs sowie eines Speichers im Zwischenkreislauf normiert werden. Außerdem könnte durch die gezielte Anpassung der Trägheit Bedingungen geschaffen werden, die sich denen in einem realen Gebäude weiter annähern und somit die Realitätsnähe der Prüfung weiter steigern.

6.4. Zusammenfassung

Die in Abschnitt 4.2 entwickelten Methodenansätze wurden spezifiziert, um Vergleichbarkeit und Repräsentativität zu verbessern sowie den Aufwand der Prüfung zu verringern. Dafür wurde die Methode hinsichtlich Betriebsspezifikationen der Wärmepumpen, dem Design des Temperaturprofils sowie notwendigen Spezifikationen für den Prüfstand weiterentwickelt.

Durch Einführung von Verfahren zur korrekten Einstellung der Heizkennlinie im Wärmepumpenregler sowie zur Bestimmung der optimalen Kühltemperatur auf Kühlseite des Prüfstands konnten die Abweichungen zwischen den mittleren Vorlauftemperaturen und Heizleistungen zu ihren Soll - Werten für die untersuchten Wärmepumpen im Vergleich zur Machbarkeitsanalyse (Abschnitt 5.1) reduziert werden. Dies führt zu einer Verbesserung der Vergleichbarkeit, insbesondere für Wärmepumpen mit ähnlicher Nennleistung. Zudem wurde mit der Integration eines Speichers im Zwischenkreislauf eine Möglichkeit untersucht, die Trägheit der Prüfstände durch eine einfach anzuwendende Modifikation zu normieren. Diese Normierung führt vermutlich zu einer weiteren Redu-

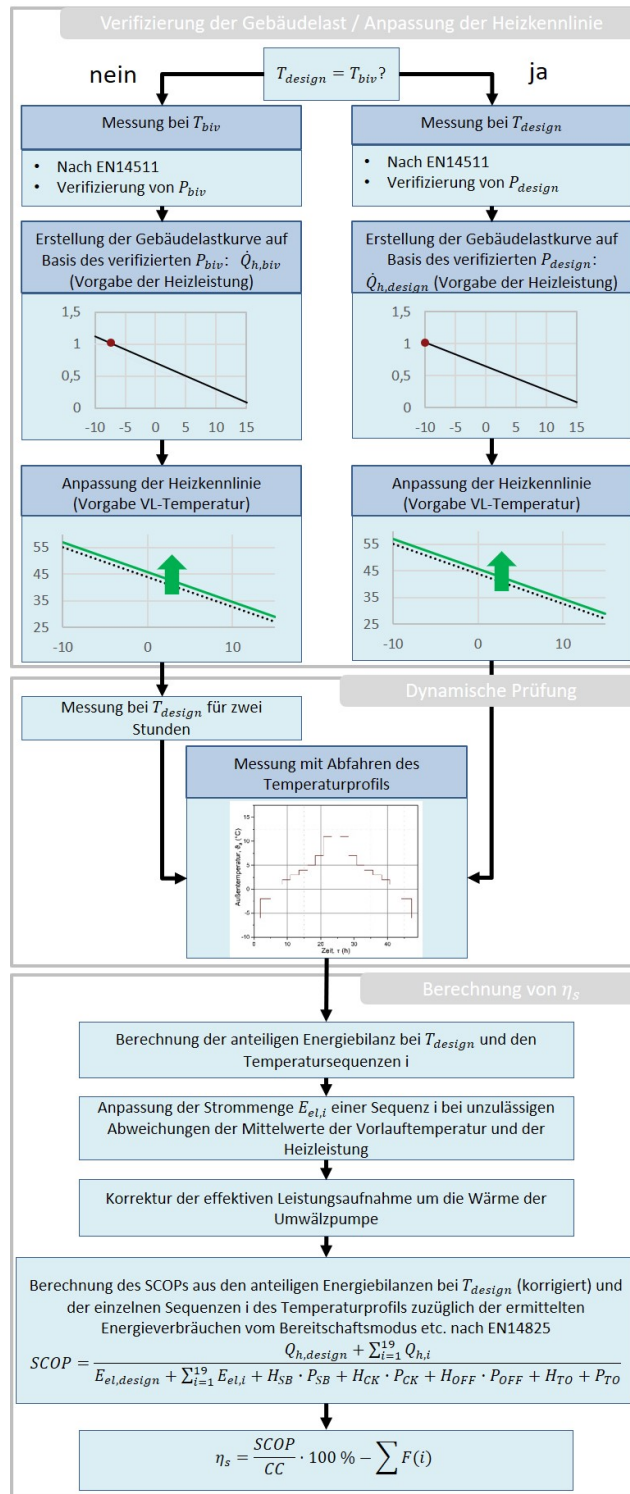


Abbildung 6.25.: Methodik der dynamischen Prüfung von Wärmepumpen aus dem Prüflitfadenden der BAM [84]

zierung der interlaboralen Abweichungen der dynamischen Prüfung. Weiterhin konnte durch die Integration des Speichers die Repräsentativität der dynamischen Prüfung weiter erhöht werden.

Im Feld wird eine Über- bzw. Unterdimensionierung durch Wahl der geeigneten Wärmepumpe verhindert. Dieser Aspekt wird nun durch die Einführung eines Verfahrens zur Anpassung der Gebäudelastkurve hinsichtlich der Wärmepumpennennleistung auch in der dynamischen Prüfung berücksichtigt. Das Verfahren sieht die messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung im Vorfeld der dynamischen Prüfung vor. Auf Basis dieser Messung soll die Anpassung der Gebäudelastkurve erfolgen, was insbesondere einen Vergleich von verschiedenen Wärmepumpen mit ähnlicher Nennleistung fairer gestalten würde.

Aus den zuvor genannten Methodenentwicklungen ergibt sich das in Abbildung 6.25 gezeigte Methodenschema für das Vorgehen während der dynamischen Prüfung.

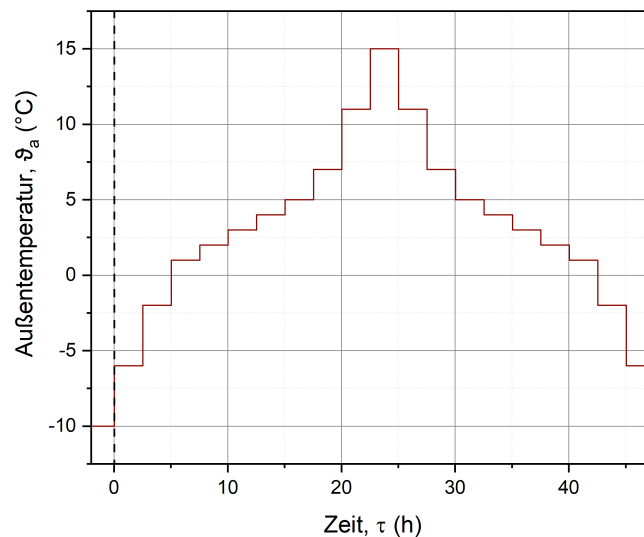


Abbildung 6.26.: Optimiertes Außentemperaturprofil.

Ein weiterer Aspekt der Methodenentwicklung war in Abschnitt 6.2 ein verbessertes Design des Temperaturprofils. Aufbauend auf den in diesem Abschnitt gewonnenen Erkenntnissen wurde ein optimiertes und symmetrisch aufgebautes Temperaturprofil entwickelt. Die Symmetrie des Profils ergibt sich aus den Erkenntnissen der reversen Messungen in Unterabschnitt 6.2.2 bei denen systematische Abweichungen in Abhängigkeit der Anfahrtsrichtung festgestellt werden konnten. Um diese systematischen Abweichungen auszugleichen, wurde das Profil symmetrisch aufgebaut. Ein Unterschied zum Profil aus Abschnitt 4.2 stellt zudem die Gewichtung der einzelnen Temperaturen dar. Im neuen optimierten Außentemperaturprofil haben alle Temperatursequenzen die gleichen Längen, eine Gewichtung der Energiemengen in den einzelnen Sequenzen

findet erst im Nachgang der Messung statt. Außerdem wurden ausgewählte Sequenzen zu Temperaturpaketen zusammengefasst. So wurden zum Beispiel die energetischen Anteile der Temperaturen 6 °C, 7 °C und 8 °C summiert und zu einer einzelnen Temperatursequenz 7 °C zusammengefasst.

Es konnte in Unterabschnitt 6.2.1 gezeigt werden, dass eine Verkürzung des Profils aus Abschnitt 4.2 auf drei Tage ohne Verlust der Reproduzierbarkeit möglich ist. Durch die Zusammenfassung mehrerer Temperaturen zu Temperaturpaketen sowie durch die nachträgliche Gewichtung der Temperaturen konnte das Profil um einen weiteren Tag gekürzt werden. Damit verkürzt sich die dynamische Prüfung mit dem neuen Profil auf lediglich 48 h.

Aus den Untersuchungen in Abschnitt 6.2 resultiert das in Abbildung 6.26 gezeigte Temperaturprofil. Es besteht aus der Vorprüfung bei -10 °C (u.a. für die messtechnische Ermittlung der Wärmepumpennennleistung) sowie der dynamischen Prüfung mit einem symmetrisch aufgebauten Temperaturprofil.

7. Conclusio und Ausblick

In dieser Dissertation wurde eine dynamische Methode als mögliche Alternative zur aktuellen Standardmethode nach EN 14825:2018 für die Energieeffizienzprüfung von Wärmepumpen entwickelt. Gegenüber der Standardmethode konnten die folgenden Vorteile der dynamischen Methode herausgearbeitet werden:

- Die dynamische Methode kann im Gegensatz zur Methode nach EN 14825:2018 nach dem Prinzip «Out of the box» angewandt werden. Sie eignet sich somit zur Zertifizierung sowie zur Marktüberwachung.
- Die dynamische Methode berücksichtigt während der Prüfung die Wärmepumpenregelung und ermöglicht somit eine Unterscheidung zwischen Wärmepumpen mit effizienter und weniger effizienter Regelung. Damit ermöglicht sie sowohl eine bessere Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Wärmepumpen und liefert zudem repräsentativere Ergebnisse als die Prüfung nach EN 14825:2018.

Es konnte gezeigt werden, dass die dynamische Prüfung mit einem ähnlichen zeitlichen Aufwand (Vorprüfung und 2-Tages-Profil zusammengerechnet) wie die Prüfung nach EN 14825:2018 durchgeführt und die saisonale Effizienz mit einer vergleichbaren Reproduzierbarkeit ermittelt werden kann. Zudem ist die dynamische Prüfung auf einem konventionellen Wärmepumpenprüfstand durchführbar. Damit Prüflabore, auch ohne Prüferfahrung mit der dynamischen Methode, diese anwenden können, wurde ein Prüfleitfaden [84] entwickelt, welcher die in dieser Dissertation entwickelte Methode beschreibt. So sind zum Beispiel die Verfahren zur Anpassung der Heizkennlinie oder zur Einstellung der optimierten Kühltemperatur, mit denen ein direkter Vergleich verschiedener Wärmepumpen mit ähnlicher Wärmenennleistung ermöglicht wird, das anzuwendende 2-Tagesprofil sowie zulässige Abweichungen während der dynamischen Prüfung definiert. Mit diesem Prüfleitfaden könnten Ringversuche durchgeführt und somit weitere Erkenntnisse, insbesondere über die Reproduzierbarkeit und Anwendbarkeit der dynamischen Methode in mehreren Laboren, gewonnen werden. Im Rahmen der Ringversuche könnten verschiedene Wärmepumpenbauarten und -leistungsklassen untersucht werden. Die Ergebnisse eines solchen Ringversuchs könnten in die weitere Methodenoptimierung einfließen und den Prozess der Standardisierung vorantreiben. Die Dauer des administrativen Prozesses von der fertigen Methode bis zum Standard dauert in der Regel zwei Jahre [85]. Berücksichtigt man zusätzlich die Laufzeit für einen Ringversuch, so könnte ein neuer Standard mit der dynamischen Methode in gut drei Jahren realisierbar sein.

Auf Basis des neuen Standards sollte ebenfalls die Verordnung 813/2013 überarbeitet werden. Ein Proposal der BAM (Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung) [86] schlägt im Zuge der Revision der Verordnung (EU) 813/2013 [87] die Einführung der dynamischen Methode zur Ermittlung der Werte auf dem Energielabel vor. Durch die Berücksichtigung der Wärmepumpenregelung weichen die saisonalen Effizienzen verschiedener Wärmepumpen voraussichtlich in Abhängigkeit von ihrer Regelgüte unterschiedlich von ihren nach EN 14825:2018 ermittelten saisonalen Effizienzen ab. Dieser Effekt konnte bereits an Klimageräten beobachtet werden [73]. Vermutlich würden die Wärmepumpen sich nach der dynamischen Methode über ihre jetzigen Energieeffizienzklassen A+++, A++ und A+ (vgl. Abschnitt 2.1) hinaus verstärkt auf weitere verteilen. Geräte mit weniger effizienter Regelung würden vermutlich vom Markt verschwinden. Um die tatsächlichen Auswirkungen auf den Wärmepumpenmarkt abschätzen zu können, müssten allerdings noch eine Vielzahl weiterer Wärmepumpen mit der dynamischen Methode geprüft werden. Diese Prüfungen sollten simultan zur Entwicklung des neuen Standards vorangetrieben werden. Auf Basis der Prüfergebnisse könnten Benchmarks für neue MEPS und neue Energieeffizienzklassen gesetzt werden.

Die dynamische Methode könnte auch auf weitere Heiztechnologien übertragen werden. Die Implementierung der dynamischen Methode in Standardisierung und Regulierung würde einen Anreiz für Hersteller geben, die Regelung ihrer Geräte zu optimieren, damit ihre Geräte in einer möglichst hohen Energieeffizienzklasse eingestuft werden. Darüber hinaus können Installateure durch die Repräsentativität der dynamischen Methode die für ihren Anwendungsfall passende und effizienteste Lösung auswählen und somit das Risiko für eine Über- oder Unterdimensionierung zu verringern. Dies würde zu einem optimierten Betrieb und in der Folge zu Energieeinsparungen führen.

A. Abbildungen

A.1. Machbarkeitsanalyse

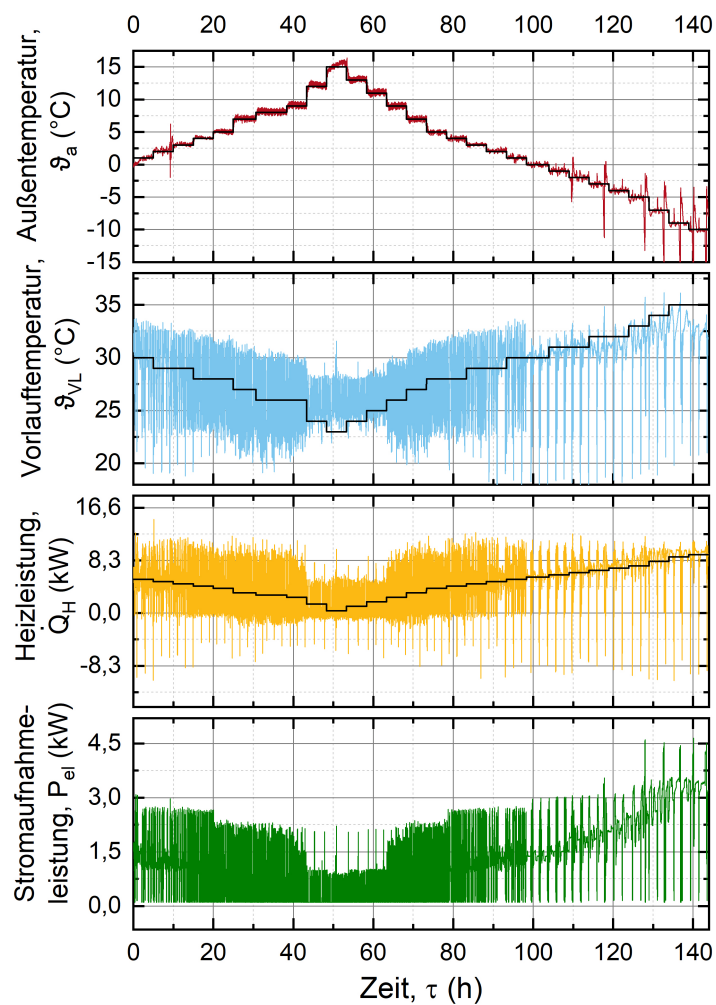


Abbildung A.1.: Übersicht über die Messverläufe einer dynamischen Prüfung an WP#2 entsprechend der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Methode.

A.2. Einschwingzeiten

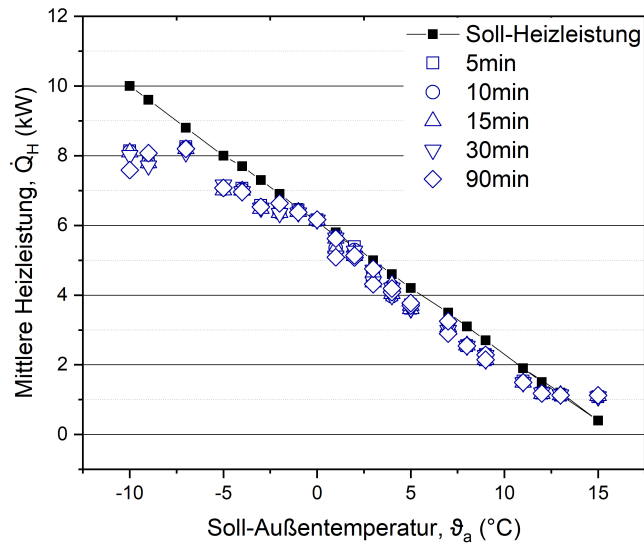


Abbildung A.2.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Heizleistung im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten in Labor A.

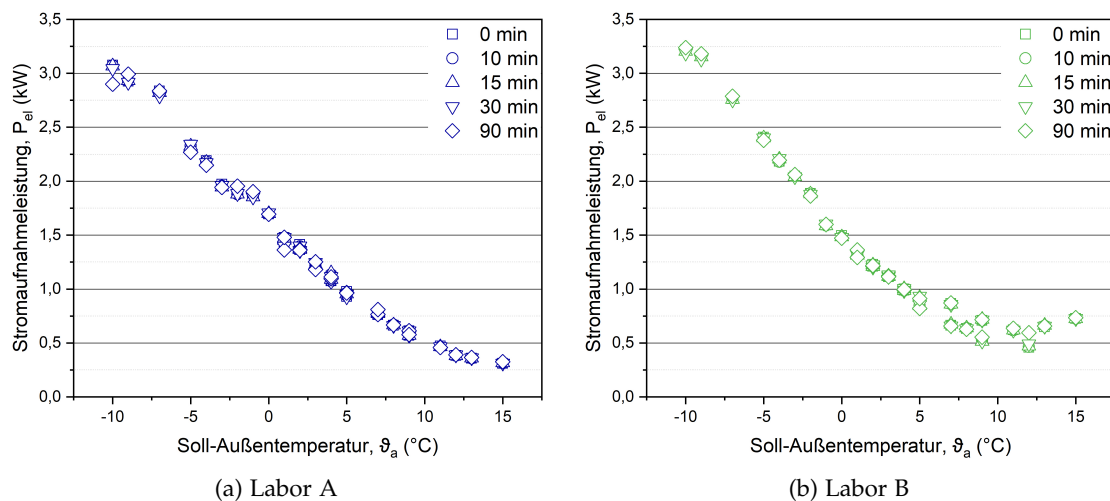
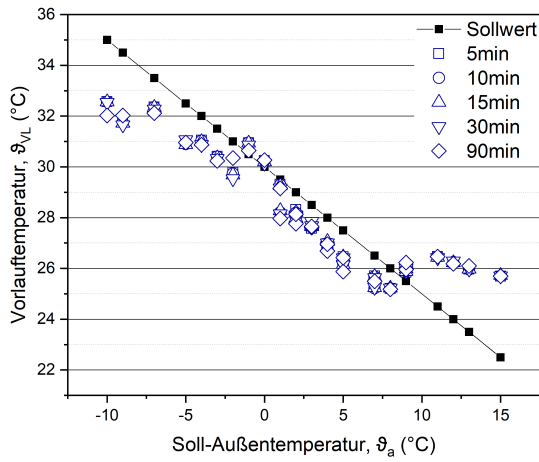
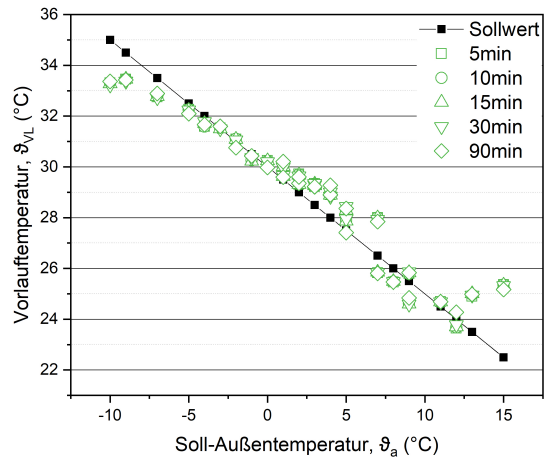


Abbildung A.3.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 aufgenommenen Stromleistung unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten.

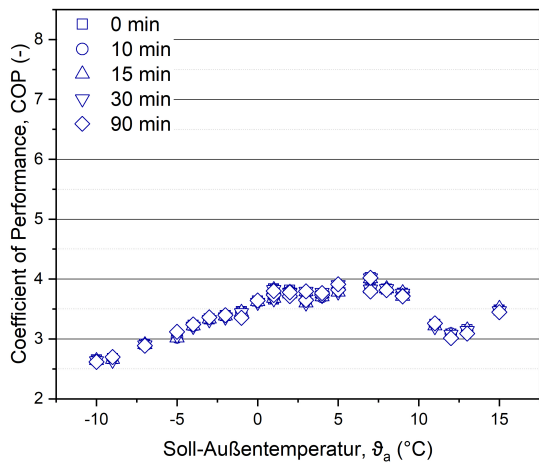


(a) Labor A

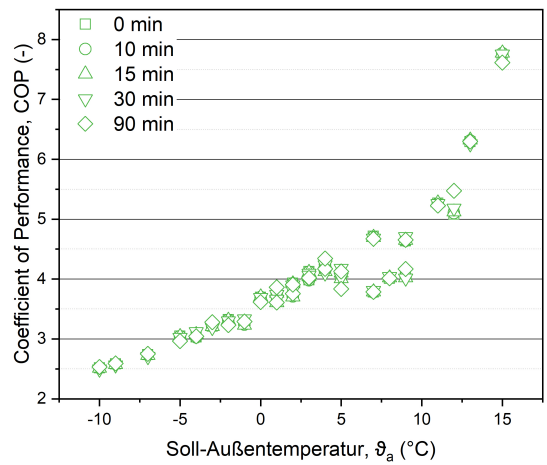


(b) Labor B

Abbildung A.4.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Vorlauftemperatur im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten.



(a) Labor A



(b) Labor B

Abbildung A.5.: Vergleich der Sequenzmittelwerte des COPs von WP#1 unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten.

A.3. Verkürzung der Messdauer I

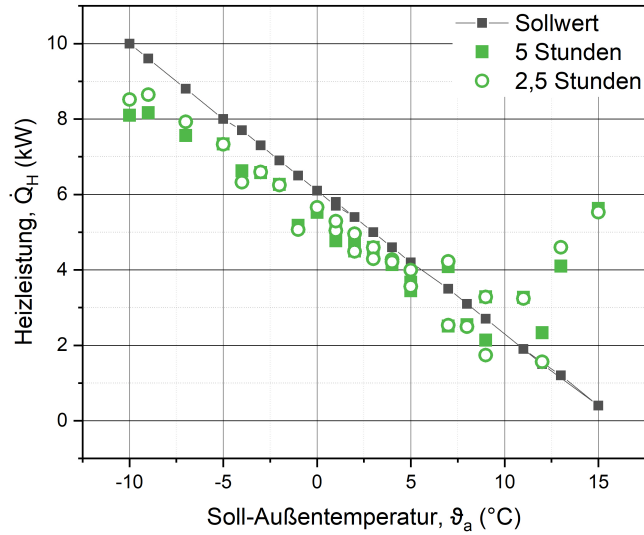


Abbildung A.6.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 in Labor B bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.

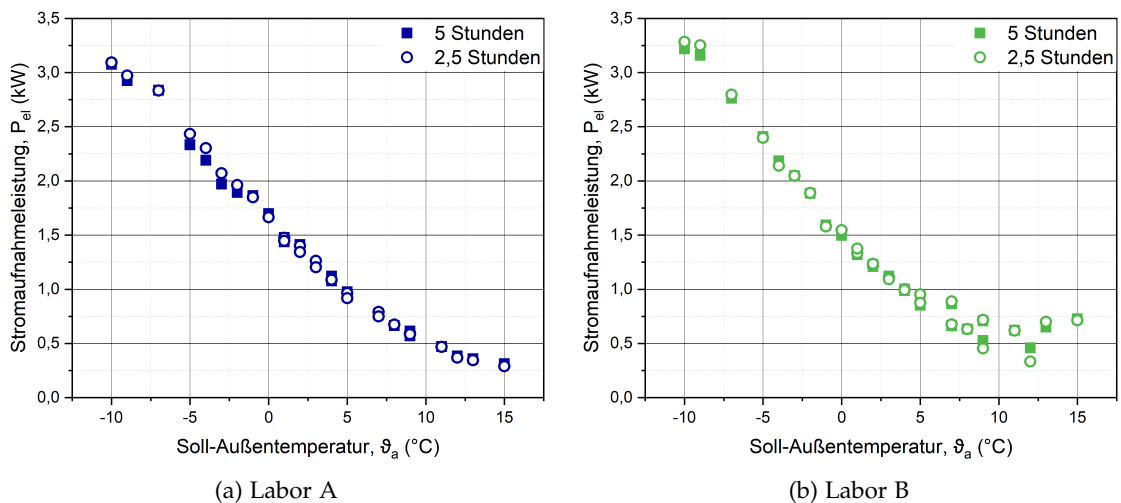


Abbildung A.7.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 aufgenommenen Stromleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.

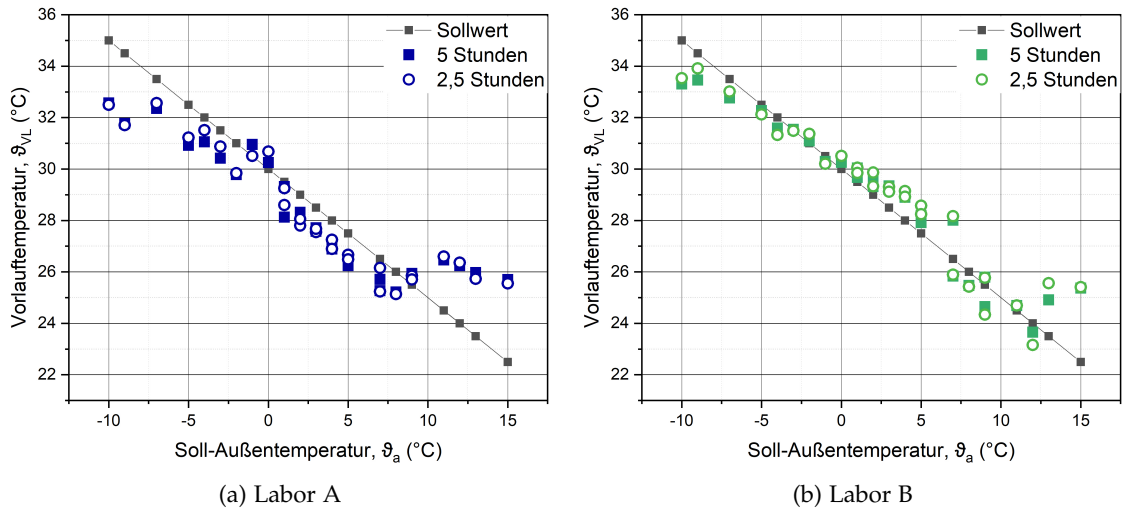


Abbildung A.8.: Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Vorlauftemperatur im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.

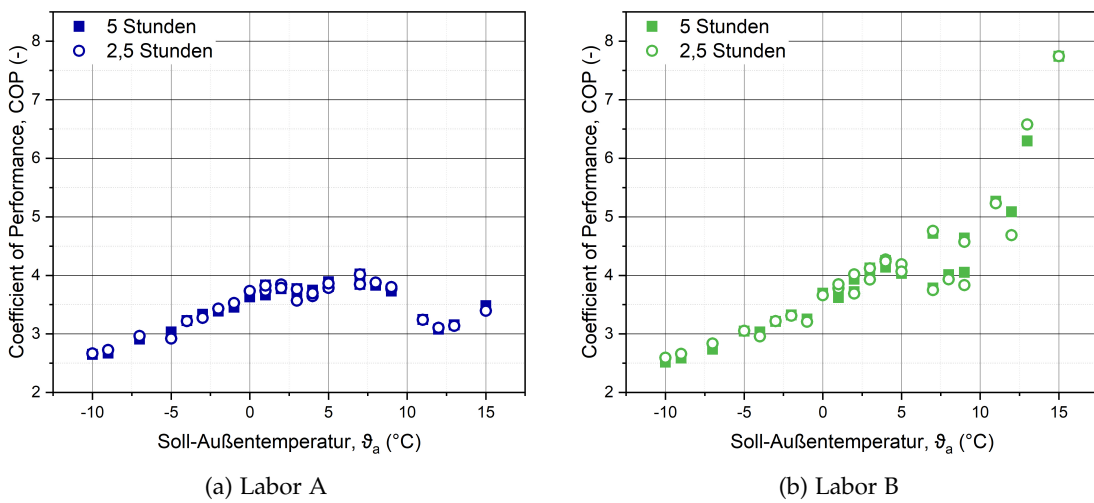


Abbildung A.9.: Vergleich der Sequenzmittelwerte des COPs von WP#1 unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.

A.4. Anpassung der Heizkennlinie

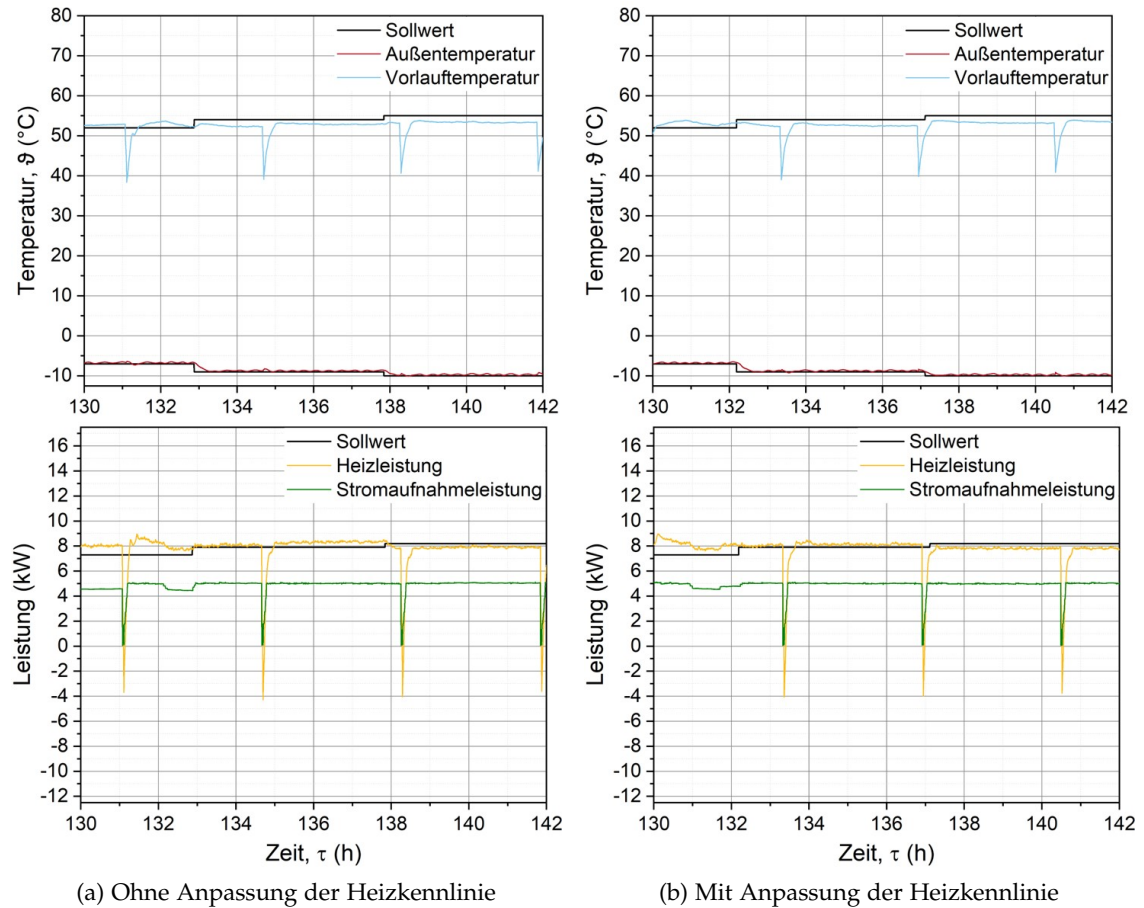


Abbildung A.10.: Messverlauf bei -10°C ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie.

A.5. Verkürzung der Messdauer II

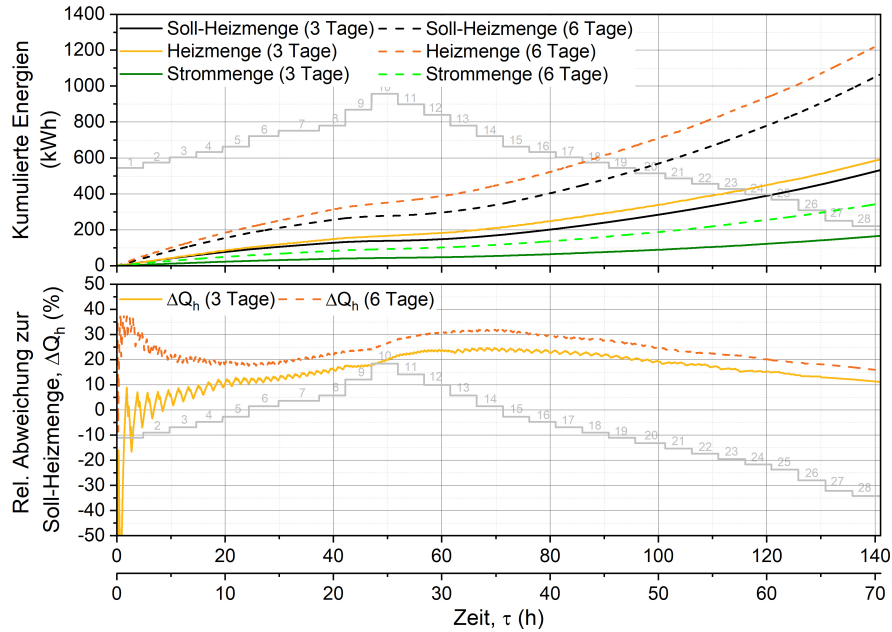


Abbildung A.11.: Ergebnisse der dynamischen Prüfung an WP#3 mit einem 3- und einem 6-Tageszyklus.

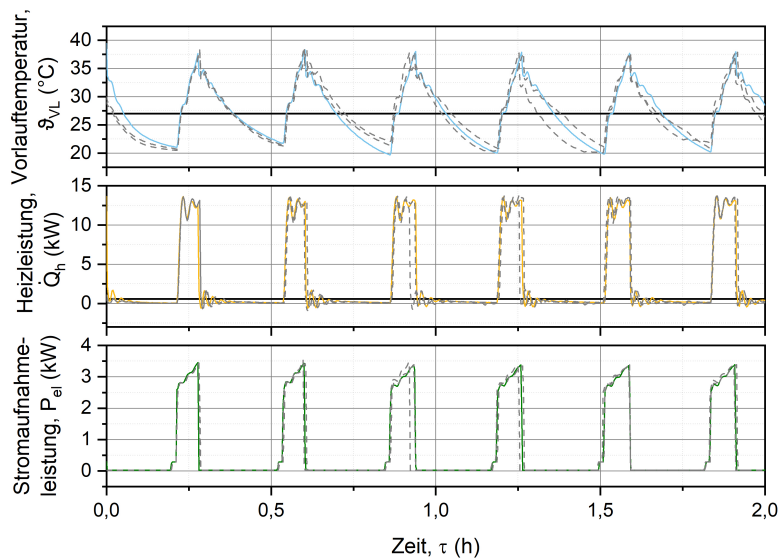


Abbildung A.12.: Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#3 bei einer Außentemperatur von 15°C während der 6-Tagesmessung (durchgezogene Linien) und der 3-Tagesmessung (gestrichelte Linien).

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A	Wärmeübertragerfläche	[A]
BAM	Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung	
\dot{C}_w	Wärmekapazitätsstrom des Heizwassers	[J s ⁻¹ K ⁻¹]
$\dot{C}_{\text{kühl}}$	Wärmekapazitätsstrom des Kühlwassers	[J s ⁻¹ K ⁻¹]
CAT	Closest Temperature Approach	
CC	Umwandlungskoeffizient	[-]
	- aus EN 14825:2018	
Cd	Degradation Factor (Minderungsfaktor)	[-]
	- aus EN 14825:2018	
COP	Coefficient of Performance	[-]
$COP_{\text{bin}}(T_j)$	Korrigierter COP bei der Temperatur T_j	[-]
	- aus EN 14825:2018	
$COP_d(T_j)$	Gemessener COP bei der Temperatur T_j	[-]
	- aus EN 14825:2018	
$c_{p,w}$	Spezifische Wärmekapazität des Heizwassers	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
CR	Capacity Ratio (Leistungsverhältnis)	[-]
	- aus EN 14825:2018	
EER	Energy Efficiency Ratio	[-]
E_{el}	Jahresstromverbrauch	[kWh]
$E_{\text{el},j}$	Jahresstromverbrauch bezogen auf eine Temperatur T_j	[kWh]
	- aus EN 14825:2018	
ErP	Energy Related Product (Energieverbrauchsrelevantes Produkt)	
EU	Europäische Union	
$F(i)$	Korrekturfaktor	[%]
	- aus EN 14825:2018	
H_{HE}	Angenommene jährliche Betriebsdauer im Aktivmodus	[h]
H_i	Angenommene jährliche Betriebsdauer im Betriebsmodus i	[h]
I	Elektrische Stromstärke	[A]
IEA	Internationale Energieagentur	
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W m ⁻² K ⁻¹]
\dot{m}_w	Massenstrom des Heizwassers	[kg s ⁻¹]

MEPS	Minimum Energy Performance Standard (Mindesteffizienzanforderung)	
NTU	Number of Transfer Units	[-]
p	Druck	[bar]
P_{design}	Gebäudenennlast lt. Hersteller - aus EN 14825:2018	[W]
P_{el}	Elektrische Aufnahmeleistung	[W]
$P_{\text{el,w}}$	Elektrische Wirkleistung	[W]
P_i	Elektrische Aufnahmeleistung im Betriebszustand i	[W]
PLR	Part Load Ratio (Teillastverhältnis)	[-]
Q_h	Jahreswärmemenge	[kWh]
$Q_{h,j}$	Anteilige Jahreswärmemenge bezogen auf eine Temperatur T_j	[kWh]
	- aus EN 14825:2018	
\dot{Q}_c	Kühlleistung	[W]
\dot{Q}_H	Heizleistung	[W]
\dot{Q}_{PLR}	Heizbedarf unter definierten Teillastbedingungen	[W]
s_r	Wiederholstandardabweichung	[-]
s_R	Vergleichsstandardabweichung	[-]
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance	[-]
SCOP _{on}	Seasonal Coefficient of Performance (Aktivmodus)	[-]
T_{design}	Temperatur bei Gebäudenennlast P_{design}	[°C]
	- aus EN 14825:2018	
T_j	Temperaturstufen(BIN)-Außentemperatur	[°C]
	- aus EN 14825:2018	
U	Elektrische Spannung	[V]
\dot{V}_w	Volumenstrom des Heizwassers	[m ³ s ⁻¹]
WP	Wärmepumpe	

Griechische Buchstaben

ΔT	Temperaturdifferenz	[K]
η_s	Jahreszeitbedingte Raumheizungsenergieeffizienz	[%]
ϑ_a	Außentemperatur	[°C]
$\vartheta_{\text{Kühl}}$	Kühltemperatur	[°C]
ϑ_{RL}	Rücklauftemperatur	[°C]
ϑ_{VL}	Vorlauftemperatur	[°C]
ρ_w	Dichte des Heizwassers	[kg m ⁻³]
Φ	Phasenverschiebungswinkel	[°]

Abbildungsverzeichnis

1.1. Methodisches Vorgehen zur Entwicklung und Optimierung einer dynamischen Prüfmethode.	4
2.1. Absatzentwicklung von (Raum-)Heizungswärmepumpen in Deutschland.	5
2.2. Energielabel für Wärmepumpen mit Heizkreislauf	7
2.3. Verteilung der Energieklassen für unterschiedliche Wärmepumpen - Bauarten und Temperaturanwendungen in der EU.	8
2.4. Wärmepumpenprozess (a) als Schaltbild und (b) im log(p),h - Diagramm	9
2.5. Entwicklung des COP unter Normnennbedingungen seit 1993: (I):NTB nach EN255; (II) NTB nach EN14511; (III) BAFA nach EN14511.	11
2.6. BIN - Temperaturverteilung für wärmeres, mittleres und kälteres europäisches Klima. [65]	15
3.1. Schematische Darstellung der Aufbauvarianten für die Prüfung von Sole- und Wasser/Wasser - Wärmepumpen.	21
3.2. Schematische Darstellung der Aufbauvarianten für die Prüfung von Luft/Wasser Wärmepumpen.	22
3.3. Saisonale Effizienz einer Sole/Wasser - Wärmepumpe, ermittelt in fünf Laboren mit jeweils vier Wiederholungsprüfungen nach EN 14825:2018. .	23
3.4. Auf P_{design} normierte Heizleistungen verschiedener Wärmepumpen für verschiedene Betriebspunkte, jeweils ermittelt nach EN 14825:2018.	27
4.1. Messverläufe von Heiz- und Stromaufnahmeleistung im Betriebspunkt D während der Prüfung an WP#1 nach (a) EN 14825:2018 mit fixierter Verdichterdrehzahl und nach (b) der Kompensationsmethode mit frei regelndem Verdichter.	32
4.2. COPs von WP#1 für verschiedene Betriebspunkte, mit der Normmessung (fixierte Kompressordrehzahl) und mit der Kompensationsmessung (variable Kompressordrehzahl) ermittelt.	34
4.3. Saisonale Effizienz verschiedener Wärmepumpen, mit der Normmessung (fixierte Kompressordrehzahl) und mit der Kompensationsmessung (freie Regelung - variable Kompressordrehzahl) ermittelt. Für WP#1 wurden Vergleichsmessungen in zwei Laboren durchgeführt.	34
4.4. COP Ergebnisse von Kompensationsmessungen an WP#1 für unterschiedliche Temperaturen im Temperaturbereich zwischen -10°C und 15°C . Die Prüfpunkte der EN 14825:2018 sowie die linearen Inter- und Extrapolationen sind hervorgehoben.	36

4.5.	Verwendetes Referenzmodell für den Zusammenhang zwischen Außentemperatur, geforderte Heizleistung (Gebäudelast) sowie geforderte Vorlauftemperaturen für mittlere sowie Niedertemperaturanwendungen.	37
4.6.	Profile für die Außentemperatur (rot), Vorlauftemperatur bei mittlerem Temperaturniveau (blau durchgezogen), Vorlauftemperatur bei Niedertemperaturniveau (blau gestrichelt) und das korrespondierende Teillastverhältnis PLR (gelb), bestehend aus insgesamt 28 Sequenzen.	39
5.1.	Wärmepumpenverhalten während der dynamischen Prüfung bei unterschiedlichen PLRs.	42
5.2.	Soll - Heizenergie (schwarz), tatsächlich bereitgestellte Heizenergie (gelb) sowie Stromverbrauch (grün) von WP#1 und WP#2 während der dynamischen Prüfung in den Laboren A (durchgezogene Linie) und B (gestrichelte Linie).	43
5.3.	Vergleich der Sequenzmittelwerte von (a) Vor- und Rücklauftemperatur im Heizkreis, (b) Heizleistung, (c) Volumenstrom im Heizkreis und (d) relativer Feuchte am Außengerät von WP#1 bei zwei verschiedenen Prüfaufbauten in Labor1 (blau) und Labor2 (grün).	46
5.4.	Taktverhalten von WP#1 bei Sequenz 12 in den Laboren A (blau) und B (grün).	48
5.5.	Verzögerte Reaktion von WP#1 auf den Wechsel der Soll - Vorlauftemperatur während der dynamischen Prüfung (M3).	49
5.6.	Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten in Labor B.	50
5.7.	Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 in Labor A bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.	52
5.8.	Vergleichsmessungen mit Klimabox und mit Widerstandskaskade.	54
6.1.	Wärmepumpenverhalten während der dynamischen Prüfung bei unterschiedlichen Betriebszuständen.	58
6.2.	Ursprüngliche Heizkennlinie (rote Linie) sowie verschobene Heizkennlinie (blaue Linie) sowie die jeweiligen messtechnisch ermittelten Vorlauftemperaturen vor (roter Punkt) und nach Anpassung der Heizkennlinie.	60
6.3.	Messverlauf bei 15,0 °C ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie (Sequenz 10).	61
6.4.	Vergleichsmessungen an WP#2 mit (M8) und ohne (M5) Anpassung der Heizkennlinie.	63
6.5.	Vergleich der berechneten Gebäudelastkurven nach deklarerter Nennlast P_{design} und nach gemessener Nennleistung \dot{Q}_{design}	65

6.6. Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei Außentemperaturen von 2,0 °C bis –10,0 °C unter Berücksichtigung der Gebäudelastkurven auf Basis der deklarierten Nennlast (gestrichelte Linien) und der gemessenen Nennleistung (durchgezogene Linien).	66
6.7. Ergebnisse der dynamischen Prüfung an WP#2 mit einem 3- und einem 6- Tages- Zyklus.	68
6.8. Vergleich des Teillastverhaltens von WP#3 bei einer Außentemperatur von 9 °C während der 6- Tages- Messung (durchgezogene Linien) und der 3- Tages- Messungen (unterbrochene Linien).	70
6.9. Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei einer Außentemperatur von –10 °C während der 6- Tages- Messung (durchgezogene Linien) und der 3- Tages- Messung (unterbrochene Linien).	71
6.10. Reverses Außentemperaturprofil sowie die korrelierenden Soll- Werte für die Vorlauftemperatur und die Heizleistung.	73
6.11. Exemplarischer Messverlauf zwischen –10,0 °C und 3,0 ° während der an WP#2 mit dem reversen Temperaturprofil.	74
6.12. Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#2 bei einer Außentemperatur von 11,0 °C während der Messung mit dem reversen (durchgezogene Linien) und der Messung mit dem ursprünglichen Profil (gestrichelte Linien).	75
6.13. Sequenzmittelwerte der Vorlauftemperatur und der Heizleistung für die Messung mit dem ursprünglichen (M10) und die Messung mit dem reversen Profil (M18).	76
6.14. Ergebnisse der Messung mit der dynamischen Methode an WP#2 mit dem ursprünglichen (M10) und mit dem reversen Profil (M18).	77
6.15. Verfahren zur Wiederaufnahme der dynamischen Prüfung nach einer Unterbrechung in Sequenz x.	79
6.16. Zwischenkreislauf des Wärmepumpenprüfstands in Labor A.	81
6.17. Einfluss der Kühltemperatur auf das Wärmepumpenverhalten.	82
6.18. Relative Abweichungen zum Sollwert für die Heizleistung und die Vorlauftemperatur bei unterschiedlichen Kühltemperaturen.	83
6.19. Wärmeübertrager zwischen Kühl- und Zwischenkreislauf.	85
6.20. Verlauf der Vorlauf-, Rücklauf- und Kühltemperatur während der Messungen mit optimierter Kühltemperatur.	87
6.21. Vergleichsmessungen an WP#3 mit ursprünglicher (M11) und optimierter Kühltemperatur (M15).	88
6.22. Integration eines Pufferspeichers in den Zwischenkreislauf des Prüfstandes.	89
6.23. Vorlauftemperatur (blau), Heiz- (gelb) und Stromaufnahmeleistung (grün) während der Messung an WP#3 mit zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.	90
6.24. Vergleichsmessungen an WP#3 ohne (M14) und mit (M16) zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.	91

6.25. Methodik der dynamischen Prüfung von Wärmepumpen aus dem Prüflitfadens der BAM [84]	93
6.26. Optimiertes Außentemperaturprofil.	94
A.1. Übersicht über die Messverläufe einer dynamischen Prüfung an WP#2 entsprechend der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Methode.	99
A.2. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Heizleistung im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten in Labor A.	100
A.3. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 aufgenommenen Stromleistung unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten. . . .	100
A.4. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Vorlauftemperatur im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten.	101
A.5. Vergleich der Sequenzmittelwerte des COPs von WP#1 unter der Annahme verschiedener Einschwingzeiten.	101
A.6. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 in Labor B bereitgestellten Heizleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.	102
A.7. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 aufgenommenen Stromleistung unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.	102
A.8. Vergleich der Sequenzmittelwerte der durch WP#1 bereitgestellten Vorlauftemperatur im Heizkreis unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.	103
A.9. Vergleich der Sequenzmittelwerte des COPs von WP#1 unter der Annahme verschiedener Messdauern für die einzelnen Sequenzen.	103
A.10. Messverlauf bei -10°C ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie. . . .	104
A.11. Ergebnisse der dynamischen Prüfung an WP#3 mit einem 3- und einem 6-Tageszyklus.	105
A.12. Vergleich des Regelungsverhaltens von WP#3 bei einer Außentemperatur von 15°C während der 6-Tagesmessung (durchgezogene Linien) und der 3-Tagesmessung (gestrichelte Linien).	105

Tabellenverzeichnis

2.1. Energieeffizienzklassifizierung von Wärmepumpen anhand der jahreszeitbedingten Raumheizungsenergieeffizienz η_s [18].	17
3.1. Relative Abweichung zwischen Min-Max, Wiederhol- und Vergleichsstandardabweichung.	24
4.1. Überblick über die in dieser Arbeit verwendeten Prüflinge und vom Hersteller deklarierte Eigenschaften der Prüflinge.	29
4.2. Betriebspunkte der Kompensationsmessung nach EN 14825:2018.	31
5.1. Überblick über die Ergebnisse der Machbarkeitsanalyse	43
5.2. Präzision der dynamischen Methode (Machbarkeitsanalyse)	45
5.3. Relative Abweichung der jahreszeitbedingten Raumheizungsenergieeffizienz η_s unter der Annahme verschiedener Einschwingzeitenlängen.	51
5.4. Ergebnisse mit Klimabox und mit Widerstandskaskade	54
6.1. Abweichung der Mittelwerte von Vorlauftemperatur und Heizleistung zu den Soll-Werten während der Messungen an WP#2 ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie für die Sequenzen 10 und 28.	62
6.2. Messergebnisse ohne und mit Anpassung der Heizkennlinie.	63
6.3. Vergleich zwischen 6-Tages-Zyklus und verkürzter Prüfung von WP#2	69
6.4. Vergleich zwischen 6-Tages-Zyklus und verkürzter Prüfung von WP#3	69
6.5. Vergleich der Ergebnisse bei 9,0 °C Außentemperatur zwischen 6-Tages-Zyklus und der verkürzten Messungen an WP#3.	71
6.6. Vergleich der Ergebnisse bei 11,0 °C Außentemperatur ursprünglicher Messung und reverser Messung an WP#2.	76
6.7. Messergebnisse an WP#2 mit dem ursprünglichen und mit dem reversen Profil.	78
6.8. Messergebnisse ohne (M11, M12) und mit (M14, M15) Anpassung der Kühltemperatur an WP#3	87
6.9. Messergebnisse an WP#3 ohne und mit zusätzlichem Speicher im Zwischenkreislauf.	92

Literatur

- [1] Internationale Energieagentur (IEA). „Energy Efficiency Market Report – Market Trends and Medium-Term Prospects“ (2015).
- [2] M. Blesl, T. Kober, D. Bruchof und R. Kuder. „Beitrag von technologischen und strukturellen Veränderungen im Energiesystem der EU-27 zur Erreichung ambitionierter Klimaschutzziele“. *Zeitschrift für Energiewirtschaft* 4 (2009), S. 219–229.
- [3] B. Girod, T. Stucki und M. Woerter. „How Do Policies for Efficient Energy Use in the Household Sector Induce Energy-Efficiency Innovation? An Evaluation of European Countries“. *Energy Policy* 103 (2017), S. 223–237.
- [4] E. Lopez, B. Schlohmann, M. Reuter und W. Eichhammer. „Energy Efficiency Policies and Measures in Germany Monitoring of EU and National Energy Efficiency Targets“. Fraunhofer ISI, Karlsruhe (2012).
- [5] D. Chwieduk. „Towards Sustainable-Energy Buildings“. *Applied Energy* 76 (2003), S. 211–217.
- [6] D. Connolly, H. Lund und B. Mathiesen. „Smart Energy Europe: The Technical and Economic Impact of One Potential 100 % Renewable Energy Scenario for the European Union“. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 60 (2016), S. 1634–1653.
- [7] Technische Universität München. „Gebäude als intelligenter Baustein im Energiesystem - Lastmanagement-Potenziale von Gebäuden im Kontext der zukünftigen Energieversorgungsstruktur in Deutschland“. München (2017).
- [8] B. Mathiesen, H. Lund und K. Karlsson. „100 % Renewable Energy Systems, Climate Mitigation and Economic Growth“. *Applied Energy* 88 (2011), S. 488–501.
- [9] G. Li. „Investigations of Life Cycle Climate Performance and Material Life Cycle Assessment of Packaged Air Conditioners for Residential Application“. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 11 (2015), S. 114–125.
- [10] A. Gomes und C. Antunes. „A Physically-Based Model for Simulating Inverter Type Air Conditioners/Heat Pumps“. *Energy* 50 (2013), S. 110–119.
- [11] C. Cuevas und J. Lebrun. „Testing and Modelling of a Variable Speed Scroll Compressor“. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), S. 469–478.
- [12] S. Lee, Y. jeon, H. Chung, W. Cho und Y. Kim. „Simulation-Based Optimization of Heating and Cooling Seasonal Performances of an Air-to-Air Heat Pump Considering Operating and Design Parameters Using Genetic Algorithm“. *Applied Thermal Engineering* 144 (2018), S. 362–370.

- [13] D. Menegon, A. Soppelsa und R. Fedrizzi. „Development of a New Dynamic Test Procedure for the Laboratory Characterization of a Whole Heating and Cooling System“. *Applied Energy* 205 (2017), S. 967–990.
- [14] M. Haller. „Dynamic Whole System Testing of Combined Renewable Heating Systems - The Current State of the Art“. *Energy and Buildings* 66 (2013), S. 667–677.
- [15] B. W. e.V. *Absatzzahlen Wärmepumpen*. Jan. 2019. URL: <https://www.waermepumpe.de/presse/zahlen-daten/absatzzahlen/>.
- [16] EU Parlament und Rat. „Richtlinie 2009/125/EG“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L285 (2009), S. 10–35.
- [17] EU Parlament und Rat. „Verordnung (EU) 2017/1369“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L198 (2010), S. 1–23.
- [18] EU Kommission. „Verordnung (EU) Nr. 811/2013“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L239 (2013), S. 1–82.
- [19] EU Kommission. „Verordnung (EU) Nr. 812/2013“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L239 (2013), S. 83–135.
- [20] EU Kommission. „Verordnung (EU) Nr. 813/2013“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L239 (2013), S. 136–161.
- [21] EU Kommission. „Verordnung (EU) Nr. 814/2013“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L239 (2013), S. 162–183.
- [22] J. McMahon und I. Turiel. „Introduction to Special Issue Devoted to Appliance and Lighting Standards“. *Energy and Buildings* 26 (1997), S. 1–4.
- [23] K. Gillingham, R. Newell und K. Palmer. „Retrospective Examination of Demand-Side Energy Efficiency Policies, Discussion Paper“. *Resources for the Future* (2004).
- [24] R. Newell, A. Jaffe und R. Stavins. „The Induced Innovation Hypothesis and Energy-Saving Technological Change“. *The Quarterly Journal of Economics* 114 (1999), S. 941–975.
- [25] S. Nadel. „The Future of Standards“. *Energy and Buildings* 26 (1997), S. 119–128.
- [26] P. Waide. „Opportunities for Success and CO2 Savings from Appliance Energy Efficiency Harmonisation“. *Technical Report* (2011).
- [27] L. Harrington und J. Brown. „Energy Standards and Labelling Programs Throughout the World in 2013“. *Technical Report* (2013).
- [28] H. Siderius. „The Role of Experience Curves for Setting MEPS for Appliances“. *Energy Policy* 59 (2013), S. 762–772.
- [29] D. Fridley, N. Aden, N. Zhou und J. Lin. „Impacts of China’s Current Appliance Standards and Labeling Program to 2020“. *Technical Report, Lawrence Berkely National Laboratory* (2007).
- [30] EU Rat. „Richtlinie 92/75/EWG“. *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften* L297 (1992), S. 16–19.

-
- [31] EU Parlament und Rat. „Verordnung 2017/1369“. *Amtsblatt der Europäischen Union* L198 (2017), S. 1–23.
- [32] C. Granda. „Market Transformation for Clothes Dryers: Lessons Learned from the European Experience“. *Proceedings of the ECEEE 2017 Summer Study* (2017).
- [33] M. Stadelmann und R. Schubert. „How Do Different Designs of Energy Labels Influence Purchases of Household Appliances? A Field Study in Switzerland“. *Ecological Economics* 144 (2018), S. 112–123.
- [34] R. Wuestenhagen und K. Sammer. „The Influence of Eco-Labeling on Consumer Behaviour Results of a Discrete Choice Analysis for Washing Machines“. *Business Strategy and Environment* 15 (2006), S. 185–199.
- [35] M. Amstel, P. Driessen und P. Glasbergen. „Eco-Labeling and Information Asymmetry: A Comparison of Five Eco-Labels in the Netherlands“. *Journal of Cleaner Production* 16 (2008), S. 263–276.
- [36] X. Shi. „Setting Effective Mandatory Energy Efficiency Standards and Labelling Regulations: A Review of Best Practices in the Asia Pacific Region“. *Applied Energy* 133 (2014), S. 135–143.
- [37] H. Zhou und J. Bukenya. „Information Inefficiency and Willingness-to-Pay for Energyefficient Technology: A Stated Preference Approach for China Energy Label“. *Energy Policy* 91 (2016), S. 12–21.
- [38] J. McFadden und W. Huffman. „Willingness-to-Pay for Natural, Organic, and Conventional Foods: The Effects of Information and Meaningful Labels“. *Food Policy* 68 (2017), S. 214–232.
- [39] E. Molenbroek, M. Smith, H. Groenenberg, P. Waide, S. Attali, C. Fischer, J. Krivosik, P. Fonseca, B. Santos und J. Fong. „Evaluation of the Energy Labelling Directive and Specific Aspects of the Ecodesign Directive ENER/C3/2012-523“. *Technical Report, Ecofys* (2014).
- [40] J. Cole, J. McDonald, X. Wen und R. Kramer. „Marketing Energy Efficiency: Perceived Benefits and Barriers to Home Energy Efficiency“. *Energy Efficiency* 11 (2018), S. 1811–1824.
- [41] J. Bull. „Loads of Green Washing Can Behavioural Economics Increase Willingness-to-Pay for Efficient Washing Machines in the UK?“ *Energy Policy* 50 (2012), S. 242–252.
- [42] A. Camilleri und R. Larrick. „Metric and Scale Design as Choice Architecture Tools“. *Journal of Public Policy and Market* 33 (2014), S. 108–125.
- [43] P. Bertoldi und B. Atanasiu. „Electricity Consumption and Efficiency Trends in European Union“. *Status Report, Institute for Environment and Sustainability* (20096).
- [44] F. Dianshu, B. Sovacool und K. Vu. „The Barriers to Energy Efficiency in China: Assessing Household Electricity Savings and Consumer Behavior in Liaoning Province“. *Energy Policy* 38 (2010), S. 1202–1209.

- [45] H. Baehr und S. Kabelac. „Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen“. Springer Verlag 15. Auflage (2012).
- [46] G. Tsatsaronis. „Energietechnik I“. Technische Universität Berlin (2014).
- [47] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. „DIN EN 255: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumheizung und -kühlung“. Berlin (1997).
- [48] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. „DIN EN 14511-1-4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Heizen“. Berlin (2018).
- [49] M. Eschmann. „Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung“. Innerstaatliche Hochschule für Technik NTB (2014).
- [50] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle. „Erneuerbare Energien - Wärmepumpen mit Prüf -/ Effizienznachweis“. Eschborn (2019).
- [51] B. Max. „Aktive und passive Kühlung mit der Wärmepumpentechnik“. *IKZ - Fachplaner* 12 (2008), S. 16–19.
- [52] S. Shao, W. Shi und H. Chen. „Performance Representation of Variable-Speed Compressor for Inverter Air Conditioners Based on Experimental Data“. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), S. 805–815.
- [53] Q. Tu, L. Zhang, W. Cai, X. Guo, X. Yuan, C. Deng und J. Zhang. „Control Strategy of Compressor and Sub-Cooler in Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System for High EER and Comfortable Indoor Environment“. *Applied Thermal Engineering* 141 (2018), S. 215–225.
- [54] Y. Park, Y. Kim und M. Min. „Performance Analysis on a Multi-Type Inverter Air Conditioner“. *Energy Conversion and Management* 42 (2000), S. 1607–1621.
- [55] W. Chen, X. Zhou und S. Deng. „Development of Control Method and Dynamic Model for Multi Evaporator Air Conditioners (MEAC)“. *Energy Conversion and Management* 46 (2005), S. 451–465.
- [56] K. Jeong und J. Choi. „Capacity Modulation of a Cascade Heat Pump with the Variation of Compressor Speed and Electronic Expansion Valve Opening“. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 6 (2014), S. 053107.
- [57] R. Haber und J. Rossiter. „An Alternative for PID Control: Predictive Functional Control - A Tutorial“. *Proceedings of the American Control Conference* (2016).
- [58] J. Rossiter, R. Haber und K. Zabet. „Pole-Placement Predictive Functional Control for Over-Damped Systems with Real Poles“. *ISA Transactions* 61 (2016), S. 229–239.
- [59] T. Pean, R. Costa-Castello, E. Fuentes und J. Salom. „Experimental Testing of Variable Speed Heat Pump Control Strategies for Enhancing Energy Flexibility in Buildings“. *IEEE Access* 7 (2019), S. 37071–37087.

-
- [60] M. Hirota, Y. Iwata, I. Sakuraba, K. Nagamatsu, K. Shinagawa, H. Katsuragi, H. Hoshino, S. Kasahara, M. Oka und T. Yabu. „Research and Development of Innovative Energy-Saving Controls of Next-Generation Multiple Air-Conditioning Systems for Buildings“. *Proceedings of the 11th IEA Heat Pump Conference* (2014).
- [61] Standards Australia and New Zealand Standards. „AS/NZS 3823:2014 Performance of Electrical Appliances—Air Conditioners and Heat Pumps“. Sydney/Wellington (2014).
- [62] Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute. „ANSI/AHRI 210/240:2008 Standard for Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment“. Arlington (2008).
- [63] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc. „ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 116-2010 Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps“. Atlanta (2010).
- [64] Japanese Industrial Standards Committee. „JIS C9612: 2013 Room Air Conditioners“. Tokyo (2013).
- [65] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. „DIN EN 14825:2018 : Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl“. Berlin (2018).
- [66] T. Mahlia, H. Masjuki und I. Choudhury. „Theory of Energy Efficiency Standards and Labels“. *Energy Conversion and Management* 43 (2002), S. 743–761.
- [67] H.-P. Siderius. „The Role of Experience Curves for Setting MEPS for Appliances“. *Energy Policy* 59 (2011), S. 762–772.
- [68] „ISO 5725-2:2002. Accuracy (Trueness and Precision) of Measurement Methods and Results—Part 2: Basic Method for the Determination of Repeatability and Reproducibility of a Standard Measurement Method“. International Organization for Standardization, Genf (2002).
- [69] A. Meier und J. Hill. „Energy Test Procedures for Appliances“. *Energy and Buildings* 26 (1997), S. 23–33.
- [70] E. Toulouse. „Developing Measurement Methods for EU Ecodesign and Energy Labelling Measures“. CLASP, Brüssel (2014).
- [71] H. Blum und E. Okwelum. „Estimating an economic-efficient frontier for dishwasher consumer choice“. *Energy Efficiency* 11 (2018), S. 1325–1340.
- [72] L. Stawreberg und F. Wikström. „Does the Energy Labelling System for Domestic Tumble Dryers Serve Its Purpose?“ *Cleaner Production* 19 (2011), S. 1300–1305.
- [73] C. Palkowski, S. von Schwarzenberg und A. Simo. „Seasonal Cooling Performance of Air Conditioners: The Importance of Independent Test Procedures Used for MEPS and Labels“. *International Journal of Refrigeration* 104 (2019), S. 417–425.

- [74] W. Hässelbarth. „BAM-Leitfaden zur Ermittlung von Messunsicherheiten bei quantitativen Prüfergebnissen“. Berlin (2004).
- [75] I. Malenkovic. „Project Ecotest Preliminary Results“. *Präsentation beim CEN/TC 113/WG 7, Fraunhofer - Institut für Solare Energiesysteme* Stockholm (2019).
- [76] L. Nolting, S. Steiger und A. Praktinjo. „Assessing the Validity of European Labels for Energy Efficiency of Heat Pumps“. *Journal of Building Engineering* 18 (2018), S. 476–486.
- [77] E. Cayre, B. Allibe, M. Laurent und D. Osso. „There Are People in the House! How the Results of Purely Technical Analysis of Residential Energy Consumption Are Misleading for Energy Policies“. *Proceedings of the ECEEE 2011 Summer Study* (2011).
- [78] J. Scheer und B. Motherway. „Economic Analysis of Residential and Small-Business Energy Efficiency Improvements“. Sustainable Energy Authority of Ireland (SEAI) (2011).
- [79] D. Majcen, L. Itard und H. Visscher. „Theoretical vs. Actual Energy Consumption of Labelled Dwellings in the Netherlands: Discrepancies and Policy Implications“. *Energy Policy* 54 (2013), S. 125–136.
- [80] A. Zottl, R. Nordman und M. Miara. „Benchmarking Method of Seasonal Performance Under Consideration of Boundary Conditions“. *Technical Report, Intelligent Energy Europe* (2012).
- [81] S. Mavuri. „Field Behaviour of Inverter Air Conditioners Effect on Seasonal Performance“. *IJAIEM* 4 (2015), S. 18–25.
- [82] H. Nakos, C. H. Stignor, K. Andersson, P. Lidbom und S. Thyberg. „Air-to-Air Heat Pumps Evaluated for Nordic Climates-Trends and Standards“. *Proceedings of the 11th IEA Heat Pump Conference* (2014).
- [83] C. Watanabe, E. Ohashi, M. Hirota, K. Nagamatsu und H. Nakayama. „Evaluation of Annual Performance of Multi-type Air-conditioners for Buildings“. *Journal of Thermal Science and Technology* 4 (2009), S. 483–493.
- [84] BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung. „Test guideline for dynamic performance testing and calculation of the seasonal coefficient of performance - Heat pumps with electrically driven compressors for space heating“. Berlin (2019).
- [85] M. Meier. „The Link between Ecodesign and Standardization“. *Präsentation, Technical Consulting* (2019).
- [86] BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung. „Proposal for the revision of the harmonised test standard EN14825:2016, for the testing and rating of air conditioners and heat pumps at part load conditions and calculation of seasonal performance“. Berlin (2019).

- [87] European Commission. *Review study of ecodesign and energy labelling for space heating boilers and combination heaters*. Nov. 2019. URL: <https://www.ecoboiler-review.eu/index.html>.